

VŠB – Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Tažná kočka závěsné dráhy

Monorail Tensile Crab

Student: Bc. Jan Káňa
Vedoucí bakalářské práce: doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.

VŠB - Technická univerzita Ostrava
Fakulta strojní
Katedra výrobních strojů a konstruování

Zadání diplomové práce

Student: **Bc. Jan Káňa**
Studijní program: N2301 Strojní inženýrství
Studijní obor: 3909T001 Konstrukční a procesní inženýrství
Specializace: 70 Zemní, těžební a stavební stroje
Téma: **Tažná kočka závěsné dráhy**
Monorail Tensile Crab

Zásady pro vypracování:

V rámci diplomové práce zpracujte stručnou rešerši dané problematiky. Tažná kočka je tažný prostředek s pneumatickým pohonem, určený pro manipulaci s břemeny zavěšenými na nosných vozících závěsné dráhy. Proveďte konstrukční návrh takového zařízení, především pak samotné pohonné jednotky a následně dalších jeho částí. Proveďte potřebné pevnostní a případně také kinematické výpočty. Konstrukční řešení podložte technickou dokumentací v požadovaném rozsahu. Bližší specifikace provozních podmínek a dalších relevantních parametrů určí zadavatel – KOEXPRO OSTRAVA, akciová společnost.

Seznam doporučené odborné literatury:

ZAJAC, O. at al. *Hlbinné dobývacie stroje a dopravné zariadenia*. Vydavateľ. ALFA, Bratislava. 1991. 428 s. ISBN-80-05-00713-2
JEŘÁBEK, K. *Metodika navrhování strojů*. 1. vydání, Praha: Ediční středisko ČVUT v Praze, 1999. 119 s.
ČSN 01 6910 *Úprava písemností psaných strojem nebo zpracovaných textovými editory*. Praha: Český normalizační institut, srpen 1997. 36 s.
ČSN ISO 690 *Bibliografické citace. Obsah, forma a struktura*. Praha: ČNI, 1996. 32 s.

Odborná literatura včetně norem a vyhlášek.

Formální náležitosti a rozsah diplomové práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí diplomové práce: **doc. Ing. Jiří Fries, Ph.D.**

Datum zadání: 13.12.2013

Datum odevzdání: 19.05.2014



doc. Dr. Ing. Ladislav Kovář
vedoucí katedry



doc. Ing. Ivo Hlavatý, Ph.D.
děkan fakulty

Místopřísežné prohlášení studenta

Prohlašuji, že jsem celou diplomovou práci včetně příloh vypracoval samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedl jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě

.....

podpis studenta

Prohlašuji, že

- jsem byl seznámen s tím, že na moji diplomovou (bakalářskou) práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- беру на ве́домі, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě diplomovou (bakalářskou) práci užít (§ 35 odst. 3).
- souhlasím s tím, že diplomová (bakalářská) práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího diplomové (bakalářské) práce. Souhlasím s tím, že údaje o kvalifikační práci budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- было с́една́но, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- было с́една́но, že užít své dílo – diplomovou (bakalářskou) práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- беру на ве́домі, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách a o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě :.....

.....

podpis

Jméno a příjmení autora práce: Jan Káňa

Adresa trvalého pobytu autora práce: Zahradkářů 15/229, Darkovice, 747 17

ANOTACE DIPLOMOVÉ PRÁCE

KÁŇA, J. *Tažná kočka závěsné dráhy : diplomová práce*. Ostrava: VŠB – Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra výrobních strojů a konstruování, 2012, 65 s. Vedoucí práce: Fries, J.

Diplomová práce se zabývá návrhem tažné kočky TK 20 určené pro provoz na závěsné trati v dole. V úvodu je přiblížena problematika a návrh řešení. Práce obsahuje stručnou rešerši v oblasti důlních tažných zařízení na závěsné dráze. Popisuje budoucí parametry a vlastnosti tažné kočky TK 20. V práci je kompletně navržen pohon zohledňující jízdní odpory a přítlak hnacích kol pomocí předepjatých tlačných pružin vycházející z trakčních výpočtů. Nakonec je v práci provedena kontrola hnací hřídele a vodicích tyčí. Celková konstrukce tažné kočky je podložena výkresovou dokumentací v příloze diplomové práce.

ANNOTATION OF MASTER THESIS

KÁŇA, J. *Monorail Tensile Crab : Master Thesis*. Ostrava: VŠB – Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Production Machines and Design, 2012, 65 s. Thesis head: Fries, J.

Master Thesis is dealing about design monorail tensile crab. In the introduction are presented problems and design solutions. Thesis contains brief research deep mine monorail tensile equipment. The thesis describes further parameters of monorail tensile crab – TK 20. There is completely designed pneumatic drive, which plan of ride losos. Also there is designed pressure of driving wheels to monorail based on traction calculations. The pressure is created by strings. At the end there is kontrol of driving shaft and lead sticks. The construction of tensile crab is documented on drawings in enclosures of Master Thesis.

Obsah

Seznam použitých značek a symbolů	7
1 Úvod.....	9
2 Důlní tažná zařízení na závěsné dráze	10
2.1 Směrnice ATEX 94/9/ES, Skupina zařízení I, kategorie M2	10
2.2 Důlní lokomotivy, manipulátory a další závěsná zařízení.....	13
2.3 Tažná zařízení společnosti KOEXPRO OSTRAVA, a.s.	16
2.4 Závěsné dráhy v hlubinných dolech	18
3 Tažná kočka TK 20	21
3.1 Využití a popis	21
3.2 Základní technické údaje	22
4 Výpočet pojezdových odporů	23
5 Návrh pneumatických motorů.....	26
5.1 Rotační pneumatické lamelové motory	26
5.2 Předběžný návrh motorů.....	29
6 Návrh převodovek.....	33
6.1 Šnekové převodovky.....	33
6.2 Výpočet šnekové převodovky.....	35
6.3 Závěr výpočtu a volba vhodné převodovky.....	42
6.4 Schéma pohonu.....	43
7 Přítlak hnacích kotoučů k závěsné dráze	46
7.1 Volba potřebného minimálního přítlaku pružin.....	46
7.2 Řešení přítlaku pomocí předepjatých šroubových pružin	51
7.3 Návrh tlačných pružin.....	52
7.4 Závěr výpočtu pružin	56
8 Kontrolní výpočty	58
8.1 Kontrola vodicích tyčí	58
8.2 Kontrola hnací hřídele	61
9 Závěr	67
10 Použitá literatura	69
11 Použitý software.....	71
12 Seznam příloh.....	72

Seznam použitých značek a symbolů

Značka	Význam	Jednotky
F_C	celkový pojezdový odpor	N
F_{p1}	pojezdový odpor přitlaku hnacích kol	N
F_{p2}	pojezdový odpor od hmotnosti tažné kočky	N
F_t	jmenovitá tahová síla	N
F_b	brzdná síla tažné kočky	N
R	poloměr hnacího kola	m
D	průměr hnacího kola, střední průměr pružiny	m
f	souč. tření mezi vulkolanovou obručí a dráhou [14]	-
e	rameno valivého tření vulkolanové obruče na dráze [14]	mm
$f_{\tilde{c}}$	čepové tření pro valivé uložení hnacího kola [14]	-
r	poloměr hnací hřídele	mm
κ	součinitel přídavných odporů [14]	-
G_c	tíha tažné kočky	N
e_e	rameno valivého tření ocelového kola	mm
r_r	poloměr osy pojezdového kola	mm
v	jmenovitá pojezdová rychlost v rovině	$m \cdot min^{-1}$
n_1	otáčky motoru při max. výkonu	min^{-1}
n_2	otáčky hnacího kotouče	min^{-1}
n_p	provozní otáčky	min^{-1}
n_{MIN}	minimální otáčky motoru	min^{-1}
M_{k1}	krouticí moment motoru při otáčkách n_1	$N \cdot m$
M_{k1MAX}	krouticí moment motoru při otáčkách n_{MIN}	$N \cdot m$
M_{k1p}	krouticí moment motoru při otáčkách n_p	$N \cdot m$
i	převodový poměr	-
η	účinnost	-
M_{kv}	krouticí moment na vstupu převodovky	$N \cdot m$
M_{k2}	krouticí moment na výstupu převodovky	$N \cdot m$
T	jmenovitá tažná síla	N
v_j	jmenovitá rychlost pojezdu při max. výkonu	$m \cdot min^{-1}$
T_{MAX}	maximální tahová síla	N
F_c^*	hodnota pojezdových odporů	N
T_{MAXsk}	skutečná maximální tahová síla	N
$v1$	pojezdová rychlost při maximálním tahu	$m \cdot min^{-1}$
$v2$	pojezdová rychlost při běžných provozních podmínkách	$m \cdot min^{-1}$
T_p	tah při běžných provozních podmínkách	N
ω	úhlová rychlost	$rad \cdot s^{-1}$
X	prostor mezi převodovými skříněmi	mm
C	vzdálenost okraje převodovky RT 150 FT od osy	mm
F_o	tažná síla na obvodu kola	N
F_a	adhezní tažná síla	N
μ_a	součinitel adheze	-
G_a	adhezní tíha vozidla	N
F_{ga}	přítlačná síla vyvolaná dvěma pružinami	N
F_{pr}, F_8	tlačná síla jedné pružiny	N
V	rychlost pojezdu v $km \cdot h^{-1}$	$km \cdot h^{-1}$

Značka	Význam	Jednotky
ε	součinitel využití adheze	-
σ_{pt}	pevnost v tahu	MPa
τ_{Dk}	dovolené napětí v krutu	MPa
L_8	délka pružiny v plně zatíženém stavu,	mm
L_0	délka pružiny v nezatíženém stavu	mm
s_8	stlačení pružiny při síle F_8	mm
C_p	tuhost pružiny	$N \cdot mm^{-1}$
τ_k	napětí v krutu	MPa
M_k	krouticí moment	$N \cdot m$
W_k	průřezový modul v krutu	mm^3
dt	předběžný průměr drátu pružiny	mm
d	průměr drátu pružiny	mm
u	poměr vinutí pružiny	-
K	korekční součinitel	-
n	počet činných závitů pružiny	-
n_z	počet závěrných závitů pružiny	-
G	modul pružnosti materiálu pružiny ve smyku	MPa
z	celkový počet závitů pružiny	-
R_m	mez pevnosti v tahu	MPa
R_e	mez kluzu v tahu	MPa
σ_{Dt}	dovolené napětí v tahu	MPa
σ_t	napětí v tahu	MPa
σ_o	napětí v ohybu	MPa
σ_{Do}	dovolené napětí v ohybu	MPa
K_s	statická bezpečnost	-
σ_{red}	redukováné napětí	MPa
d_v	průměr vodicí tyče	mm
h_8	činný zdvih na vodicí tyči	mm
M_o	ohybový moment	MPa
W_o	průřezový modul v ohybu	mm^3
R_A	reakce v podpoře A	N
R_B	reakce v podpoře B	N
M_{oMAX}	maximální ohybový moment	$N \cdot mm$
L_1	délka hřídele mezi podporami A a B	mm
L_2	délka hřídele mezi podporou B a působištem síly F_{ga}	mm
L	délka hřídele od podpory A po působišť síly F_{ga}	mm
L_k	délka hřídele v hnacím kole	mm
d_h	průměr hřídele	mm
D_s	výpočtový průměr hřídele	mm
s	hloubka drážky pro pero	mm
M_{ored}	redukováný moment	$N \cdot mm$

1 Úvod

V současné době se pro dopravu břemen, kusovitých materiálů či osob v hlubinných dolech užívá závěsných drah u nás pak profilu I 155.

Doprava s užitím závěsných tratí je realizována mnoha způsoby. V nejjednodušších případech se používá k vyvození tahu pouze ruční síla, v nejsložitějších se pak doprava realizuje pomocí důlních lokomotiv. Další možností dopravy na závěsných tratích je pomocí tažných lan, nebo pomocí manipulátorů, které jsou kompaktnější a konstrukčně jednodušší než lokomotivy. Výhodou těchto manipulátorů je především velká variabilita a jednoduchost konstrukce, avšak v náročnějších podmínkách je možno manipulátory zapojit do složitější soupravy podobně jako lokomotivy.

Typickými manipulátory, které jsou nabízeny společností KOEXPRO OSTRAVA, a.s., jsou tažné kočky s pneumatickým nebo hydraulickým pohonem splňujícími směrnici ATEX. Tyto tažné kočky však dosahují tažných sil maximálně do hodnoty 12 kN.

V této práci se budu zabývat návrhem tažné kočky, která bude určena pro vyvození mnohem vyšší tažné síly (20 kN). Tato tažná kočka bude dle standardů společnosti poháněna pneumaticky. Pohon bude uskutečněn pomocí čtyř pneumatických rotačních lamelových motorů a dvou oboustranných šnekových převodovek. Pojezd bude realizován pomocí dvou hnacích kol, která budou přitlačována pomocí předepjatých pružin k dráze, tak aby byl pojezd uskutečněn. Každé náclí kolo bude poháněno zvlášť dvěma motory a šnekovou převodovkou.

Dále bude zapotřebí vyřešit přítlak kol k dráze pomocí pružin, tak aby byl zaručen rozjezd manipulátoru a zároveň, aby nedocházelo k prokluzu a tím spojeným ztrátám.

Nakonec bude zapotřebí zkontrolovat navržené díly a zjistit jestli v provozu vydrží.

2 Důlní tažná zařízení na závěsné dráze

2.1 Směrnice ATEX 94/9/ES, Skupina zařízení I, kategorie M2

Cíl směrnice ATEX 94/9/ES

Cílem směrnice ATEX 94/9/ES je zajistit volný pohyb výrobků, na které se tato směrnice vztahuje, po celém území Evropské unie. Tato směrnice tedy zajišťuje harmonizované postupy a požadavky pro zajištění shody.

Základní požadavky musí být definovány z hlediska bezpečnosti a dalších vlastností tak, aby byla zajištěna vysoká úroveň ochrany zdraví. Tyto požadavky kladou důraz na:

- potencionální zdroje iniciace zařízení, která jsou určena pro prostředí s nebezpečím výbuchu metanu;
- ochranné systémy spouštějící se při výbuchu, které mají jako prvotní cíl zastavit výbuch nebo omezit účinek plamenů a tlaků po výbuch;
- bezpečnostní zařízení přispívající k bezpečné činnosti zařízení se zdroji iniciace;
- součásti důležité pro bezpečnou činnost a práci takovýchto zařízení.

Směrnice ATEX 94/9/ES uvádí harmonizované požadavky pro neelektrická zařízení a zařízení určená pro práci v prostředí s nebezpečím výbuchu metanu a ochranné systémy. Směrnice se rovněž vztahuje na bezpečnostní zařízení určená pro provoz mimo výbušné prostředí, ale která jsou nutná k přispívání bezpečné funkce zařízení nebo ochranných systémů s ohledem na nebezpečí výbuchu.

Ochranné systémy

Za ochranné systémy se považují zařízení, která jsou určena k okamžitému zastavení výbuchu nebo omezení rozsahu následků výbuchu. Na trh jsou dodávána samostatně pro použití jako nezávislé systémy. Příkladem nezávislých ochranných systémů jsou:

- protiexplozivní pojistky;
- systémy na odlehčení výbuchu (používající např. tržné membrány, odlehčovací panely, protivýbuchové dveře apod.);
- hasicí bariéry;
- systémy na potlačení výbuchu.

Z účelu použití ochranného systému je zřejmé, že bude alespoň částečně instalován a používán v prostředí s nebezpečím výbuchu metanu.

Prostředí s nebezpečím výbuchu

Výbušná atmosféra je podle směrnice 94/9/ES definována jako směs hořlavých látek ve formě par, mlh, plynů nebo prachů se vzduchem při atmosférických podmínkách. Při těchto podmínkách se po vzniku iniciace šíří hoření do veškeré nespálené směsi. Pak tedy atmosféru, která se může stát výbušnou vlivem obsažených látek nebo provozních podmínek, nazýváme prostředí s nebezpečím výbuchu.

Směrnice rozděluje zařízení do dvou skupin – skupina zařízení I a skupina zařízení II. Tyto dvě skupiny se pak dále dělí do několika kategorií. Skupina zařízení I se dělí na kategorii M1, kde jde o nejvyšší úroveň ochrany, protože zařízení pracují dále i při vzniku výbušné atmosféry. Další kategorií je kategorie M2, která je podrobněji popsána níže. Skupina zařízení II na kategorie 1, 2 a 3. Tyto kategorie jsou závislé především na prostorách s různými zdroji výbušného prostředí a podle původce se volí patřičná kategorie. Podrobněji uvedu pouze skupinu a kategorii, která se vztahuje k mé práci.

Skupina zařízení I

Tato skupina zahrnuje zařízení určená pro užití v podzemních dolech a v částech instalací na povrchu těchto dolů, které mohou být ohroženy důlním plynem a hořlavým prachem.

Kategorie M2

Výrobky kategorie M2 jsou navrženy tak aby byly v okamžiku vzniku výbušné atmosféry vypnuty. I přes vypnutí je nutné přijmout ochranná opatření zajišťující vysokou bezpečnost, protože ne ve všech případech je možné okamžité vypnutí stroje při vzniku výbušné atmosféry. Ochranná opatření výrobků v této kategorii musí zajišťovat dostatečnou úroveň ochrany jak při normálním provozu, tak i při těžkých provozních podmínkách s hrubým zacházením. Úroveň ochranných opatření musí být natolik dostačující, aby byla schopna zajistit dostatečnou bezpečnost i v případě poruchy nebo v nebezpečných pracovních podmínkách.

Obrázek 2.1 níže znázorňuje značení výrobků podle směrnice ATEX 94/9/ES. Jednotlivé části kódu označení jsou vysvětleny přímo v obrázku.



Obr. 2.1 – Značení zařízení do výbušného prostředí [4]

Pro názornost je zde tabulka 2.1 ve které je přehled všech skupin a kategorií se stručným výkladem způsobu ochrany a podmínky provozu při výbušném prostředí.

Tab. 2.1 – Úrovně ochrany [1]

ÚROVEŇ OCHRANY	KATEGORIE		PROVEDENÍ OCHRANY	PODMÍNKY PROVOZU*
	SKUPI-NA I	SKUPI-NA II		
velmi vysoká	M1		dva nezávislé prostředky ochrany nebo bezpečné i při dvou vzájemně nezávislých poruchách	zařízení zůstane v provozu a ve funkci i tehdy, je-li přítomna výbušná atmosféra
velmi vysoká		1	dva nezávislé prostředky ochrany nebo bezpečné i při dvou vzájemně nezávislých poruchách	zařízení zůstane v provozu a ve funkci v zónách 0, 1, 2 (G) a/nebo 20, 21, 22 (D)
vysoká	M2		vhodné pro normální provoz a nepříznivé provozní podmínky. Pokud se dá použít, je vhodné také pro často vznikající rušení nebo poruchy, se kterými je nutno normálně počítat	zařízení bude při zjištění výbušné atmosféry vypnuto
vysoká		2	vhodné pro normální provoz a často vznikající poruchy nebo nesprávné funkce zařízení, se kterými je nutno normálně počítat	zařízení zůstane v provozu a ve funkci v zónách 1, 2 (G) a/nebo 21, 22 (D)
normální		3	vhodné pro normální provoz	zařízení zůstane v provozu v zónách 2 (G) a 22 (D)

2.2 Důlní lokomotivy, manipulátory a další závěsná zařízení

Nejširší nabídku důlních zařízení, lokomotiv, manipulátorů a dalších závěsných zařízení v regionu nabízí společnost Ferrit s.r.o. Z nabídky společnosti se budu zabývat závěsným zařízením.

Pohony těchto zařízení jsou nejčastěji zprostředkovány dieselovým nebo hydraulickým agregátem. Výjimečněji se pak pohon provádí pomocí pneumatického nebo elektrohydraulického agregátu.

Důlní lokomotivy závěsné

Důlní lokomotivy závěsné jsou trakční prostředky určené pro přepravu celé vlakové soupravy po závěsné dráze v horizontální nebo mírně úklonné poloze. Nejčastěji jsou poháněny elektricky, hydraulickým či dieselovým agregátem. Jako samozřejmost je možnost užití v prostředí s nebezpečím výbuchu a proto jsou lokomotivy konstruovány pro skupinu zařízení I (důlní) kategorie M2 podle Směrnice Evropského parlamentu a Rady 94/9/ES.

Přenos krouticího momentu na hnací kladky lokomotivy bývá realizován pomocí hnacích kotoučů s polyuretanovou třecí vrstvou přitlačovaných ke kolejnici.

Každá důlní závěsná lokomotiva je tvořena několika základními částmi. Těmito částmi jsou:

- dvě řídicí kabiny na začátku a konci soupravy,
- motorová část zavěšená na dráze pomocí nosných vozíků,
- pomocná část s chladičem a elektrickými prvky lokomotivy,
- přídatné hnací jednotky,
- kabiny pro přepravu osob,
- pomocná zařízení, manipulátory a transportní a manipulační zařízení,

Základní pohonnou částí lokomotivy je motorová část, která je opatřena základním nosným rámem. V případě potřeby se užívá přídatných hnacích jednotek, které jsou navzájem propojovány táhly. Pokud je pohonnou jednotkou dieselový motor, tak musí být upraven pro použití v důlních podmínkách a bývá nejčastěji čtyřdobý. Tyto úpravy tvoří ochrana sacího a výfukového traktu zařízením zamezujícím iniciaci výbuchu metanu a jeho následné přenesení do nechráněného okolí. Dále je pak agregát opatřen lapači jisker a speciální výfukovou skříní, ve které jsou výfukové plyny chlazeny vodou, tak aby nepřesáhly teplotu 70°C. Tyto motory se spouštějí pomocí hydraulického startéru.

Elektrické prvky lokomotivy mají za úkol kontrolovat pracovní režim lokomotivy, rychlost pojezdu, ujeté hodiny, teplotu agregátu, tlaky v případě hydraulického pohonu a celkový stav lokomotivy. V případě poruchy či přesáhnutí dovolené hodnoty pak dochází k zastavení celé soupravy.



Obr. 2.2 – Důlní lokomotiva závěsná DLZA90F [2]

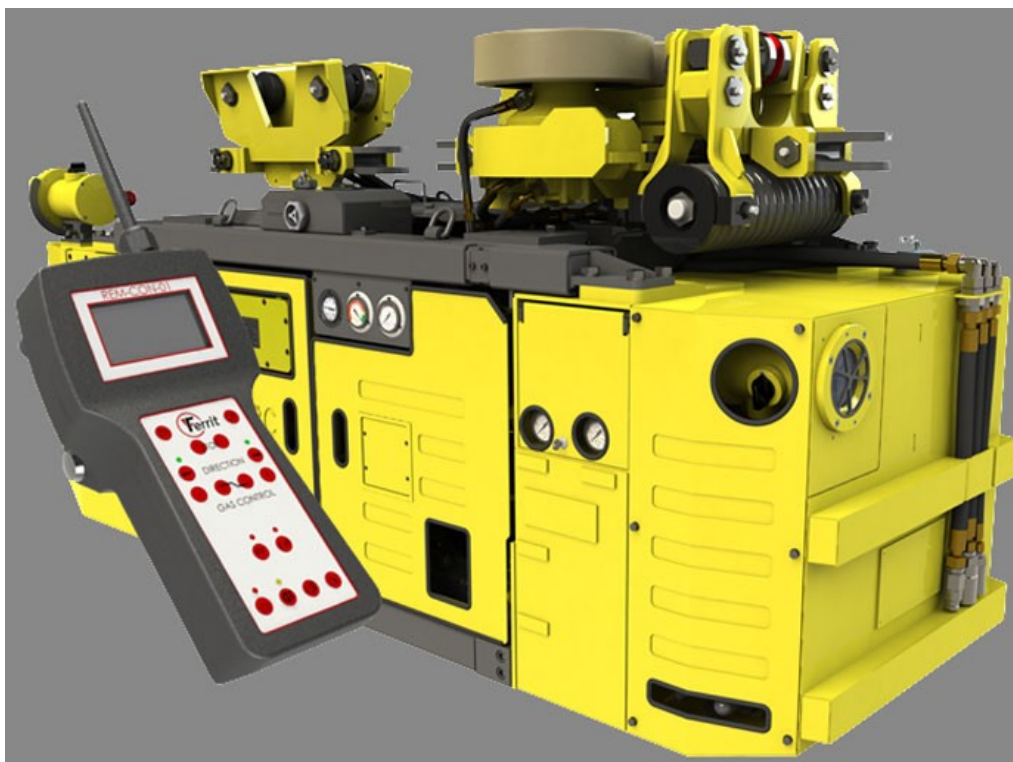
Důlní závěsné manipulátory - tažné kočky

Manipulátory jsou nezávislé pohonné jednotky, kterých se užívá pro napájení důlní mechanizace, jako je např. svorníková vrtačka, pásová pila, ruční sbíjecí kladivo atd. Používají se také jako tažné prostředky pro přepravu souprav nebo manipulačních a transportních zařízení.

Pohon u manipulátorů je nejčastěji hydraulický nebo diesellový, méně často se užívá pohonu elektrického a pneumatického. Výjimečně se užívá kombinací těchto pohonů.

Manipulátory bývají zpravidla ovládány dálkově za pomoci ovladače, nebo bývají opatřeny visícím ovládacím panelem.

Také manipulátory, stejně jako ostatní důlní zařízení musejí splňovat podmínky pro provoz v prostředí výbušné atmosféry.



Obr. 2.3 – Důlní závěsný manipulátor DMZ50F-RC [2]

Transportní a manipulační zařízení

Transportní a manipulační zařízení jsou důlním vybavením určeným ke zdvihání, manipulaci a přepravě břemen a materiálu po jednokolejnicové závěsné dráze profilu I 155.

Převážně se jedná o závislá zařízení bez vlastního pohonu pojezdu, takže bývají při používání zapojena do soupravy s důlní lokomotivou nebo tažnou kočkou.

Transportní zařízení se provádí v různých provedeních při užití pomaluběžných motorů s brzdou pro snadnou a bezpečnou manipulaci. Pohony zdvihu a manipulace bývají elektrické, hydraulické nebo pneumatické. Může se jednat o malé závěsné vozíky, ale také se vyskytují manipulační zařízení velkých rozměrů a s dlouhým rámem s úložným prostorem.

Na Obr. 2.4 jsou vidět dvě táhlem propojená manipulační zařízení NZH2/4 společnosti Ferrit s.r.o., která jsou opatřena háky a řetězy. Řetězová kola, která umožňují pohyb řetězu, jsou poháněna jedním nebo dvěma pomaluběžnými hydromotory se stacionární brzdou. Nezatížená strana řetězu je odkládána nebo odebírána ze zásobního vaku.



Obr. 2.4 – Manipulační zařízení NZH2/4 [2]

2.3 Tažná zařízení společnosti KOEXPRO OSTRAVA, a.s.

Společnost KOEXPRO OSTRAVA, a.s. nabízí hned několik různých typů a provedení tažných koček (manipulátorů), přičemž některé z nich jsou malé a kompaktní určené pro práci s malými břemeny a malými tahy, nabízí však také velké tažné kočky pro práci s velkými tahy a silami.

Manipulační kočka MK 3,2t

Jako příklad malé kompaktní tažné kočky uvádím manipulační kočku MK 3,2t. Tento manipulátor je určen pro zdvihání a pojezd s břemeny po závěsné dráze profilu I 155.

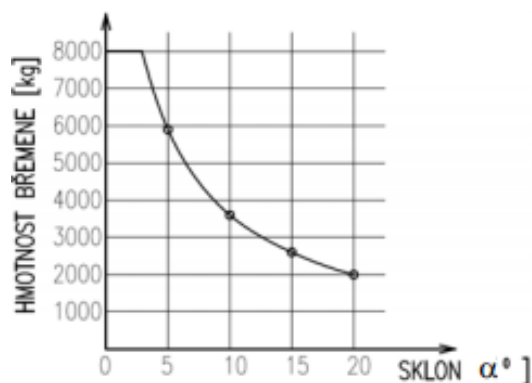


Obr. 2.5 - Manipulační kočka MK 3,2t [10]

Manipulátor je poháněn pneumatickým motorem typu MZP. Pojezd tažné kočky je realizován pomocí dvojice kol, které jsou poháněny pneumatickým motorem. Ovládání manipulátoru je prováděno prostřednictvím řízených pneumatických rozvaděčů, jejichž tlačítkový ovladač je upevněn na přívodních hadicích stlačeného vzduchu. Je tedy možné manipulátor ovládat v dostatečně bezpečné vzdálenosti od břemene.

Tažná kočka TK 5.1-800

Jako příklad většího a výkonnějšího manipulátoru uvádím tažnou kočku TK 5.1-800, která je již určená především pro tažení břemen, nebo vozíků, příslušenství a zdvihacích zařízení po závěsné dráze. Opět je určena pro provoz na závěsné dráze profilu I 155. Pojezd je vyvozen pomocí dvou hnacích kotoučů, opatřených třecí polyuretanovou vrstvou, přitlačovaných na obě strany stojny profilu I 155. Je schopna překonat i mírné stoupání dráhy, přičemž se však snižuje rychlost pojezdu a vyvíjená tažná síla viz. Obr. 2.6.



Obr. 2.6 – Závislost maximální hmotnosti břemene na sklonu dráhy [10]

Hlavními parametry manipulátoru jsou:

- tažná síla – 8000 N,
- maximální rychlost pojezdu na rovině $24 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$,
- tlak pracovního média 0,4 – 0,6 MPa,
- maximální úklon opravy 20° .

Manipulátor je robustní konstrukce vhodné pro náročné pracovní podmínky. Je uložen na čtyřech nosných pojezdových kolech. Pohon je realizován prostřednictvím dvojice pneumatických motorů a šnekových převodovek zvlášť pro každé hnací kolo. Ovládání pojezdu tažné kočky se provádí ve dvou variantách. První možností je ovládání ruční pomocí táhel, nebo druhou možností je provedení s tlačítkovým ovladačem připevněným k přívodním hadicím stlačeného vzduchu. Do soupravy s příslušenstvím se zapojuje pomocí táhel.



Obr. 2.7 - Tažná kočka TK 5.1-800 [10]

Další manipulátory

Mimo zde uvedené příklady společnost nabízí další tažné kočky o různých tahových silách a výkonech. Všechny manipulátory mají převážně pneumatický pohon, najdou se ale výjimky, které mají i pohon hydraulický. Společnost také plánuje uvést na trh manipulátory s velmi vysokými tahovými silami (20kN a více).

2.4 Závěsné dráhy v hlubinných dolech

Závěsnou dopravou je doprava materiálu pomocí zařízení s dráhou pojezdu zavěšenou u stropu důlního díla. Břemena jsou přepravována pomocí speciálních vozíků nebo zavěšená na zdvihacích zařízeních pojíždějících taktéž po závěsné dráze. Dráha pojezdu je realizována pomocí lana, kolejnice nebo profilu. Nejčastěji se používá závěsná dráha tvořena profilem I, u nás pak profilem I 155.

Jde převážně o vodorovnou dopravu, nebo dopravu s mírným úklonem do $\pm 30^\circ$. Při úklonné dopravě je třeba přepravované soupravy pojistit zabezpečovacím zařízením proti ujetí soupravy. Při dopravě o sklonu nad $\pm 20^\circ$ je nutné počítat se snížením nosnosti a pojezdové rychlosti. Při použití tažného lana je pak největší úklon $\pm 40^\circ$ a při ruční dopravě $\pm 2^\circ$.

Jak už je patrné výše, tažná síla po závěsné dráze je vyvolávána ručně, při nutnosti přemístění lehkých vozíků na krátkou vzdálenost. Další možností je použití tažného lana a vrátků. Výhodou tažení pomocí lana je vyšší dovolený sklon, jednodušší překonání všech odporů a úspora energie při úklonné dopravě, protože při jednom z pohybů stačí soupravu lanem pouze přibrzďovat. Nevýhodou je však nutnost zřízení stanice s vrátkem a omezený dosah. Poslední možností dopravy je za užití mobilních tažných zařízení s vlastním pohonem, jako jsou důlní lokomotivy nebo manipulátory (tažné kočky).

Jedním z velkých dodavatelů důlních závěsných jednokolejných tratí určených pro atmosféru s nebezpečím výbuchu je společnost TRANSL v.o.s. Nabízené prvky tratě profilu I 155 mají dané a předepsané vlastnosti viz. Tab. 2.2.

Tab 2.2 – Základní technické údaje k jednotlivým sekcím tratě [3]

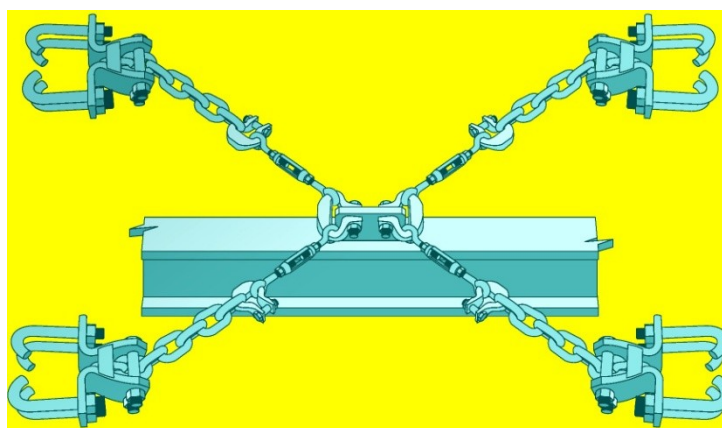
	ZD 24 A	ZD 24 C	ZD 24 C/100	ZD 24 D	ZD 34 D
Nosný profil	I 155(I 140E dle DIN)	I 155(I 140E dle DIN)	I 155(I 140E dle DIN)	I 155(I 140E dle DIN)	I 155(I 140E dle DIN) + PLO
Maximální délka sekce	3 m	3 m	3 m	3 m	3 m
Poloměr horizontálních oblouků	4 m	4 m	4 m	4 m	4 m
Poloměr vertikálních oblouků	8 m	8 m	8 m	8 m	8 m
Nejvyšší dovolená přepravní rychlost	2 m/s	2 m/s	2 m/s	2 m/s	2 m/s
Maximální úklon tratě	± 30°	± 30°	± 30°	± 45°	± 45°
Maximální tah trakčního prostředku	80 kN	84 kN	100 kN	120 kN	120 kN
Napojitelnost na tratě	všechny uvedené typy	všechny uvedené typy	všechny uvedené typy	všechny uvedené typy	všechny uvedené typy

Závěsná dráha je sestavena pomocí stavebnicového systému z jednotlivých částí, sekcí a příslušenství. Sekce a části tratě jsou:

- rovné – provedení s kotvicí deskou nebo bez ní,
- horizontální – s poloměrem 4 m opisující úhly v rozsahu 0 - 22°, přičemž sekce 0° slouží ke zvětšení poloměru zatáček,
- vertikální – konkávní a konvexní o poloměru 8 m opisující úhel 10° s možností pevného nebo kloubového spojení,
- přechodové a doměrkové – jsou určeny pro přechody na jiné typy závěsných drah nebo z pevných spojů na kloubové spoje,
- koncové dorazy kloubové a pevné – umísťují se na konce závěsné dráhy pro zamezení sjetí vozidel z dráhy,
- závěsné šrouby a kotvení – závěsné šrouby M20 a M24 se používají k upevnění závěsných kostek na výstuž chodby a kotvení se používá k podélné i příčné

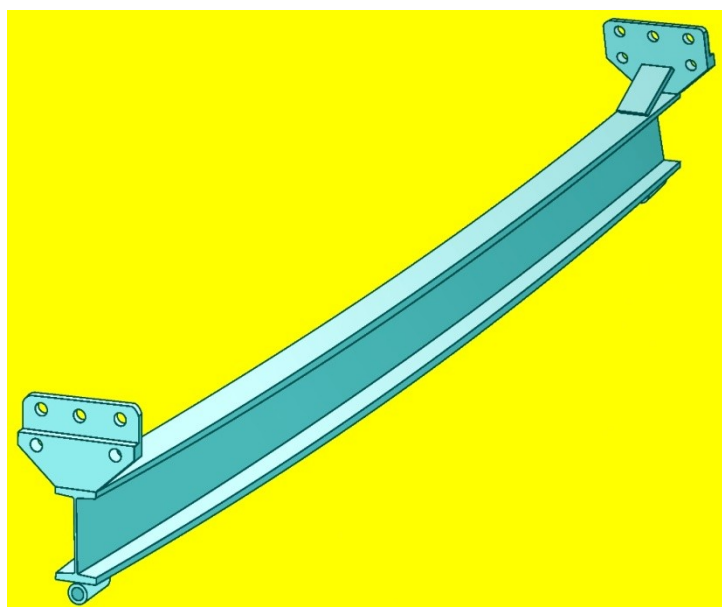
stabilizaci tratě k výztuži pomocí napínačů, třmenů, závěsné kostky a řetězu nebo tyče,

- kotvení tyčové a řetězové – vhodná je kombinace obojího typu kotvení,
- výhybky – ruční, loko, elektro,
- zarážky – bezpečnostní prvky určené k dočasnému zneprůjezdnění tratě, zabráňující nekontrolovanému pohybu vozidel po trati například v úklonu.



Obr. 2.8 – Kotvení sekce křížové [3]

Pro názornost je na obrázcích vidět část trati s kotvicím příslušenstvím křížovým a sekce trati vertikální konkávní s opisujícím úhlem 10° . V případě obr. 2.8 je křížové kotvení realizováno pomocí řetězů s kotvicími šrouby a je uchyceno ke kotvicí desce, která je součástí sekce trati.



Obr. 2.9 – Sekce vertikální konkávní 10° [3]

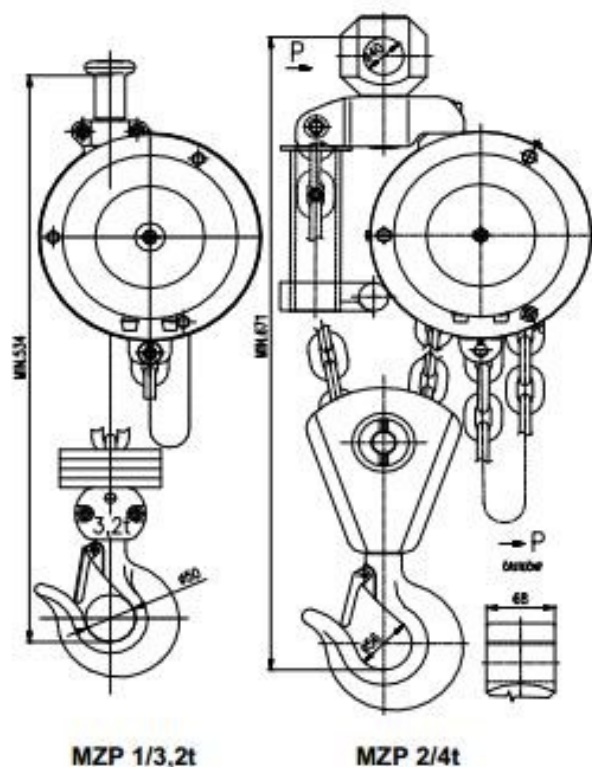
3 Tažná kočka TK 20

3.1 Využití a popis

Tažná kočka TK 20 bude tažný prostředek s pneumatickým pohonem, určený pro manipulaci s břemeny zavěšenými na nosných vozících závěsné dráhy profilu I 155. Využívá se především pro pomocné manipulační operace např. při ražbách důlních děl, apod. Pracovat bude na principu odvození pojezdu od dvou hnacích kotoučů, přitlačovaných na obě strany stojny profilu I 155 pomocí předepjatých pružin. Ovládání tohoto typu zařízení je obvykle řešeno pomocí tlačítkového ovladače zavěšeného pod tažnou kočkou.

Tažná kočka bude uložena na čtyřech nosných kolech. Každý hnací kotouč bude zvlášť poháněn dvěma rotačními lamelovými pneumatickými motory s vestavěnou planetovou převodovkou a brzdou, jejichž otáčky jsou redukovány šnekovou převodovkou se dvěma vstupy.

Tažnou kočku lze provozovat v soupravě zapojené pomocí spojovacích táhel spolu s manipulačním zařízením typu MZP tvořeném kladkostrojí s pneumatickým pohonem, zavěšenými na nosných vozících pomocí čepu nebo oka. Na úklonných tratích musí být souprava jištěna brzdícím vozíkem.



Obr. 3.1 – Pneumatická manipulační zařízení typu MZP [10]

3.2 Základní technické údaje

Typové označení: TK20 – tažná kočka se jmenovitou tažnou silou 20 000N

Tab. 3.1 – Základní požadované parametry

-	Jednotka	Hodnota
Jmenovitá tažná síla	N	20 000
Brzdná síla	N	30 000
Pojezdová rychlost na rovině	m·min ⁻¹	12 - 24
Průměr hnacích kol	mm	352
Max. úklon tratě	°	±20°
Max. tlak vzduchu	MPa	0,6
Provozní tlak vzduchu	MPa	0,4
Světlost přívodní hadice	mm	32
Použitá závěsná dráha	-	ZD 24 (profil I 155)

Kočka musí být konstruována pro skupinu zařízení I (důlní) kategorie M2 podle Směrnice Evropského parlamentu a Rady 94/9/ES a musí splňovat podmínky pro užití v prostředích „nebezpečné atmosférické podmínky 2“ dle EN 1127-2+A1.

Zařízení bývá závislé na rozvodech stlačeného vzduchu, nebo je možné spolu s kočkou přidat do sestavy kompresor zavěšený na závěsné dráze jako mobilní zdroj stlačeného vzduchu, pak tato závislost na rozvodech stlačeného vzduchu odpadá. Viz obr. 3.2.



Obr. 3.2 – Sestava tažné kočky s mobilním kompresorem zavěšeným na závěsné dráze [10]

4 Výpočet pojzdových odporů

V této kapitole se budu věnovat výpočtu pojzdových odporů, které budou účinkovat na tažnou kočku TK 20 při pojzdu po závěsné dráze profilu I 155.

Tyto odpory je velmi důležité znát a počítat s nimi, protože celkový pohon pojzdu kočky pak musí být dimenzován právě s ohledem na tyto ztráty. V případě, kdy by došlo k zanedbaní pojzdových odporů, by výsledná velikost tažné síly mohla být výrazně nižší než je požadovaná hodnota 20 kN. V tomto případě by došlo k nedodržení podmínek zadání a tažná kočka by utáhla břemena o nižší váze.

Při výpočtu pojzdových odporů se tedy pevně držím zadaných parametrů a budu počítat odpory vzniklé stykem a přtlakem kol s polyuretanovým povlakem na povrchu a dále pak odpory při pojzdu vyvozené vlastní tíhou kočky.

V tabulce 4.1 níže jsou uvedeny základní vstupní parametry pro výpočet rotačního lamelového pneumatického motoru. Pohon tažné kočky TK20 bude čtyřmotorový. Každý hnací kotouč bude poháněn samostatným poháněcím blokem, složeným ze dvou rotačních lamelových pneumomotorů a šnekové převodovky se dvěma vstupy pro oba motory.

Tab. 4.1 – Základní údaje pro výpočet technických parametrů pneumatického motoru

Jmenovitá tažná síla	[kN]	20
Brzdná síla min.	[kN]	30
Jmenovitá pojzdová rychlost v rovině	[m·min ⁻¹]	24
Provozní tlak stlačeného vzduchu	[MPa]	0,4
Počet motorů		4
Typ motoru	Lamelový vzduchový motor	
Průměr hnacích kol	[mm]	352
Bezpečnost součástí k mezi pevnosti		4
Hmotnost kočky - předpoklad	[kg]	600

Pozn.: Hodnota předpokládané hmotnosti tažné kočky vychází na základě předchozích konzultací se společností KOEXPRO OSTRAVA, a.s. a předchozích

Celková tažná síla, kterou musí kočka vyvodit, musí být navýšená o přídavné pojzdové odpory.

Celkový pojezdový odpor se pak tedy bude skládat z potřebné tažné síly ($F_t = 20 \text{ kN}$), pojezdového odporu vyvolaného přitlakem hnacích kol s polyuretanovým povrchem ke stejné profilu I a pojezdového odporu vyvozeného hmotností tažné kočky.

Celkový pojezdový odpor

$$F_C = F_t + F_{p1} + F_{p2} \text{ [N]} \quad (4.1)$$

$$F_C = 20000 + 2215,9 + 184,6$$

$$F_C = 22400,5 \text{ N}$$

Pojezdový odpor vyvolaný přitlakem hnacích kol s polyuretanovou obručí

$$F_{p1} = \frac{F_b}{f \cdot R} \cdot (e + f_{\check{c}} \cdot r) \cdot \kappa \text{ [N]} \quad (4.2)$$

$$F_{p1} = \frac{30000}{0,3 \cdot 176} \cdot (1,5 \cdot +0,015 \cdot 30) \cdot 2$$

$$F_{p1} = 2215,9 \text{ N}$$

Výpočet brzdné síly:

$$F_b = 1,5 \cdot F_f \text{ [N]} \quad (4.3)$$

$$F_b = 1,5 \cdot 20000$$

$$F_b = 30000 \text{ N}$$

Poloměr hnacího kola:

$$R = \frac{D}{2} \text{ [mm]} \quad (4.4)$$

$$R = \frac{352}{2}$$

$$R = 176 \text{ mm}$$

Pojezdový odpor od hmotnosti tažné kočky

$$F_{p2} = \frac{G_c}{R_k} \cdot (e_e + f_{\check{c}} \cdot r_r) \cdot \kappa \text{ [N]} \quad (4.3)$$

$$F_{p2} = \frac{5886}{59} \cdot (0,7 + 0,015 \cdot 15) \cdot 2$$

$$F_{p2} = 184,6 \text{ N}$$

Předpokládaná tíha tažné kočky:

$$m = 600 \text{ kg} \Rightarrow G_c = 5886 \text{ N}$$

Hmotnost tažné kočky je pouze předběžný odhad. Tento odhad byl proveden ve spolupráci s pracovníky společnosti KOEXPRO OSTRAVA, a.s. na základě výpočtů předchozích typů manipulátorů. Přípustná odchylka je ± 100 kg, kdy tato odchylka způsobí zanedbatelnou změnu odporu vyvolaného hmotností tažné kočky. Tato změna bude v řádu jednotek nebo desítek Newtonů.

Pozn.: Výše uvedené hodnoty součinitelů jsou interními údaji společnosti KOEXPRO OSTRAVA, a.s. získanými na základě zkoušek nebo z literatury [14].

Z výpočtu je zřejmé, že ztráty vyvolané hmotností kočky jsou relativně hodně nízké. Dá se předpokládat, že tyto ztráty by mohly být vyšší při tažení břemene, avšak tento nárůst by byl minimální.

Vypočtená hodnota celkových ztrát bude důležitá pro následující výpočet pohonu kočky. Pohon manipulátoru bude navržen tak aby vyhověl ztrátám vypočteným výše a zároveň, aby i s těmito ztrátami manipulátor dosáhl tažné síly 20 kN.

Při výpočtu převodovky budu počítat s těmito ztrátami a bude zapotřebí zvolit motory a převodovky tak, aby ve výsledku nebyl pohon příliš předimenzovaný a zbytečně drahý.

5 Návrh pneumatických motorů

5.1 Rotační pneumatické lamelové motory

Jde o nejrozšířenější a nejpoužívanější typ pneumatických motorů. Široké využití mají díky malým rozměrům, jednoduché konstrukci, z níž vyplývá nenáročný provoz. Uplatnění nacházejí napříč nejrozličnějšími obory a aplikacemi jako je například potravinářství, lékařství, strojírenství, automobilní průmysl a jiné. Tyto motory díky malým rozměrům bývají často vestavěné do tělesa stroje, nebo se dají snadno odpojit a připojit ke zdroji stlačeného vzduchu v případě potřeby přídavného pohonu.

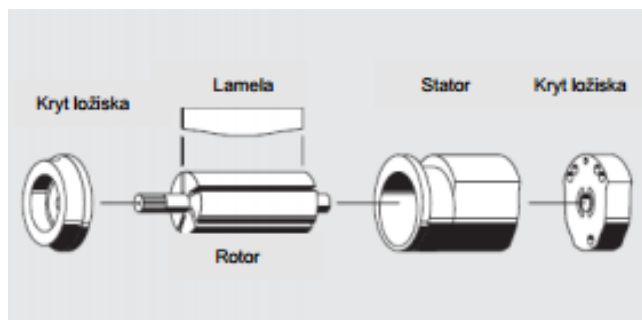
Obvykle se lamelové rotační pneumatické motory vyrábějí ve výkonových řadách od několika desítek W až do několika kW, ve výjimečných případech pro pohon větších strojů až do výkonu 20 kW. Motory jsou buď rychloběžné s menším výstupním krouticím momentem, které dosahují až několik desítek tisíc otáček za minutu, nebo pomaluběžné s vyššími krouticími momenty dosahující otáček maximálně v hodnotách několika stovek za minutu. Pro dosažení ještě vyšších krouticích momentů a nižších otáček se využívá vestavěných planetových převodovek. Další možnosti provedení jsou:

- s jedním smyslem otáčení (nereverzační) – pouze možnost rotace doleva nebo doprava,
- reverzační – s možností rotace oběma směry, vyžadují-li to provozní podmínky,
- regulační – s proměnným geometrickým objemem, jehož změna je závislá na změně polohy rotoru,
- neregulační – se stálým geometrickým objemem, velikost geometrického objemu je úměrná velikosti výstřednosti rotoru.



Obr. 5.1 – Princip činnosti lamelového pneumatického motoru [10]

Základní skladbu lamelového rotačního motoru tvoří rotor a stator. Dalšími částmi motoru jsou ložiska a jejich kryty a lamely s pružinami. Skladba je znázorněna na obr. 5.2

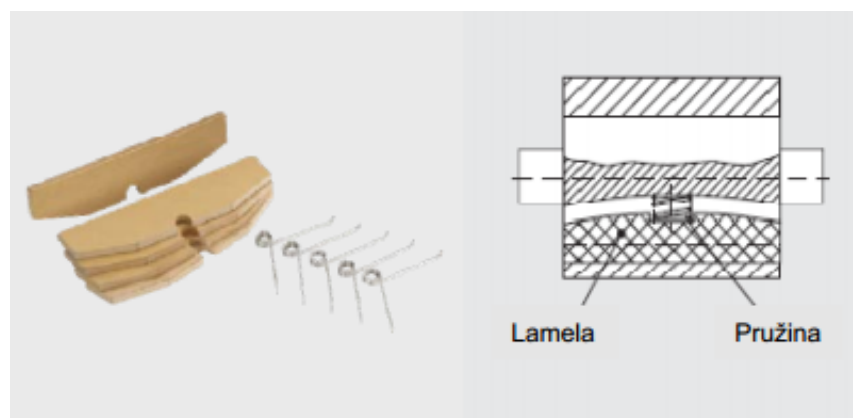


Obr. 5.2 – Skladba rotačního pneumatického lamelového motoru [10]

Ke správné funkci motoru přispívá kvalita trvalého styku lamel se státorem, z toho vyplývá, že svodový odpor mezi lamelami a tělesem statoru musí být největší. Zásadní problémem těchto jinak spolehlivých motorů je opotřebení lamel vlivem tření o povrch statoru po delší době. Tento problém bývá nejčastěji řešen pomocí speciálních úprav povrchu statoru. Rotor bývá obvykle vybaven počtem 3 – 6 lamel, přičemž vyšší počet lamel vede k lepšímu rozběhu, ale také k nárůstu ztrát a snížení účinnosti. Tento požadavek se nedá zajistit pouze odstředivou silou ale je zapotřebí zajistit nucené vysouvání lamel:

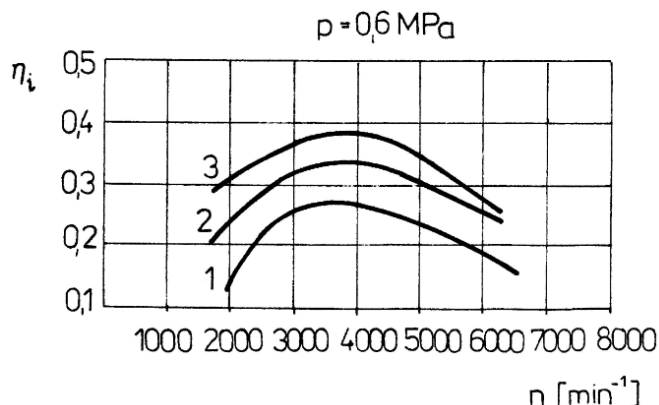
- pružinami,
- kapalinou s částečným vyvážením sil
- vedením lamel ve statoru

Nejjednodušším a zároveň nejrozšířenějším způsobem je vysouvání pomocí pružin. Nevýhodou je však větší prostor k zastavení a je možno jej realizovat pouze u malých zdvihů lamel. Přítlak lamel ke statoru pružinami je znázorněn na obr. 5.3.



Obr. 5.3 – přítlak lamel ke statoru pomocí pružin [10]

V závislosti na počtu lamel si při výpočtech uvádí mechanická účinnost η_m v rozsahu od 0,8 do 0,9. Závislost účinnosti na otáčkách motoru je nepatrná. No otáčkách má pak podstatně vyšší závislost indikovaná účinnost viz. obr. 5.4. Indikovaná účinnost η_i dosahuje poměrně malých hodnot, které se pohybují v rozsahu 0,3 až 0,55.



Obr. 5.4 – Závislost indikované účinnosti lamelového motoru na otáčkách
1 – počet lamel $z=4$, 2 – počet lamel $z=6$, 3 – počet lamel $z=8$. [5]

Výhody lamelových pneumomotorů

Mezi hlavní výhody těchto motorů patří:

- spolehlivý a nenáročný provoz,
- jednoduchost konstrukce motoru i řídicích prvků,
- možnost provozu v agresivním prostředí, výbušné atmosféře, pod vodou,
- možnost krátkodobého přetížení bez vzniku teplené energie ,
- nenáchylné na rázy,
- není nutné odpadní potrubí.

Nevýhody lamelových pneumomotorů

Hlavní nevýhody vycházejí především z vlastností pracovního média – vzduchu a jsou jimi:

- nízká účinnost,
- nutná úprava vzduchu (zbavení nečistot a vlhkosti, nutné mazat olejovou mlhou k zajištění mazání pneumatických prvků v obvodu),
- nepřesná regulace a stabilizace otáček vlivem měkké charakteristiky motorů,
- hlučnost, což je v některých odvětvích nežádoucí,
- nižší pracovní tlak stlačeného vzduchu (max. 1 MPa, výjimečně vyšší).

5.2 Předběžný návrh motorů

Budu volit z nabídky motorů, které pro společnost KOEXPRO OSTRAVA, a.s. dodává firma DEPRAG. Jedná se o rotační lamelové pneumatické motory s brzdou a s vestavěnou planetovou převodovkou k redukci otáček, jde tedy o motory pomaluběžné s vyšším krouticím momentem.

Pohon bude řešen pomocí dvou pneumatických motorů společnosti deprag typu PPJ 1800 RNB s brzdou, které budou přimontovány ve vodorovné poloze k převodovce, každý z jedné strany. Převodovka bude atypická, šneková, dodaná na zakázku s oboustrannou, průchozí vstupní hřídelí, která bude na každé straně opatřena čepem odpovídajících rozměrů pro motory.

Motory PPJ 1800 RNB jsou vyráběny pro několik hladin pracovního tlaku, podle něhož se odvíjejí parametry, jako jsou otáčky, výkon nebo krouticí moment. V každé tabulce je pak pro přehlednost vyznačen nejvyšší výkon. Viz tabulky níže.

Tab. 5.1 – Motor PPJ 1800 RNB pro hladinu provozního tlaku 0,6 MPa [10]

PPJ 1800 RNB				0,6 MPa
n min-1	Q m3.min-1	m kg	N W	Mk Nm
830	4,00	naprázdno		
640	3,90	1,50	493	7,36
610	3,90	2,50	771	12,27
600	3,80	3,50	1079	17,19
590	3,70	4,50	1365	22,11
580	3,70	5,50	1640	27,02
570	3,65	6,50	1904	31,92
550	3,60	7,50	2120	36,84
520	3,55	8,50	2272	41,76
505	3,50	9,50	2465	46,65
470	3,45	10,50	2536	51,57
440	3,45	11,50	2601	56,49
415	3,40	12,50	2666	61,39
380	3,35	13,50	2636	66,30
350	3,30	14,50	2608	71,21
325	3,30	15,50	2589	76,13
300	3,25	16,50	2544	81,04
280	3,25	17,50	2518	85,94
			záběrový	Mkz Nm
1	3,20	18,00	9,25	88,40

Tab. 5.2 – Motor PPJ 1800 RNB pro hladinu provozního tlaku 0,5 MPa [10]

PPJ 1800 RNB				0,5 MPa
n min-1	Q m3.min-1	m kg	N W	Mk Nm
780	3,80	naprázdno		
710	3,75	1,50	547	7,36
695	3,70	2,50	893	12,27
660	3,65	3,50	1187	17,19
615	3,60	4,50	1422	22,10
590	3,50	5,50	1668	27,02
570	3,45	6,50	1670	28,00
525	3,40	7,50	2024	36,84
495	3,40	8,50	2163	41,76
455	3,30	9,50	2222	46,67
415	3,30	10,50	2240	51,59
380	3,20	11,50	2246	56,49
350	3,15	12,50	2249	61,41
310	3,15	13,50	2151	66,31
280	3,10	14,50	2087	71,23
230	3,10	15,50	1832	76,12
			záběrový	Mkz Nm
1	3,00	15,00	7,71	73,68

Tab. 5.3 – Motor PPJ 1800 RNB pro hladinu provozního tlaku 0,4 MPa [10]

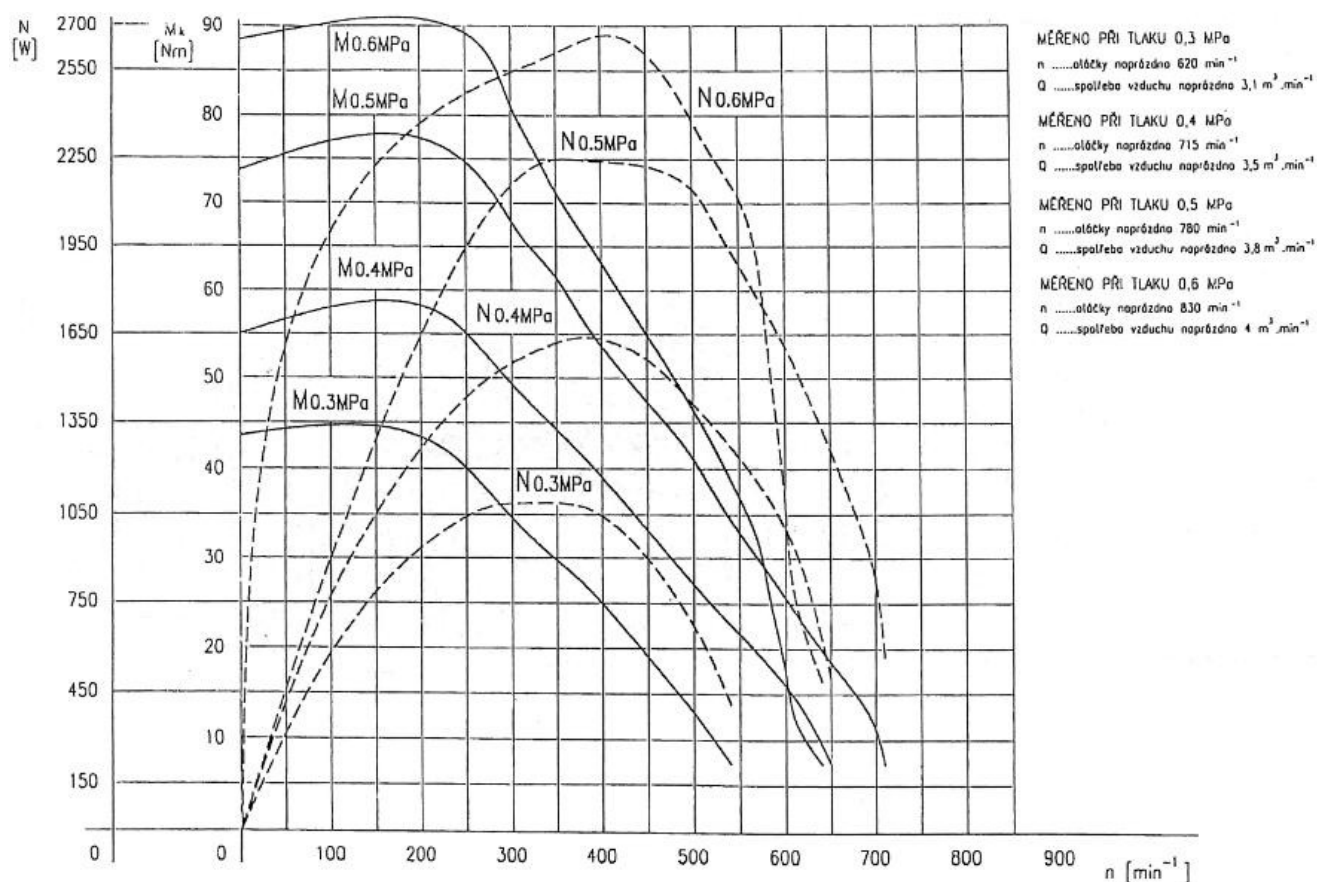
PPJ 1800 RNB				0,4 Mpa
n min-1	Q m3.min-1	m kg	N W	Mk Nm
715	3,50	naprázdno		
650	3,40	1,50	501	7,37
625	3,30	2,50	803	12,27
590	3,25	3,50	1061	17,19
530	3,30	4,50	1226	22,11
500	3,20	5,50	1413	27,00
460	3,15	6,50	1537	31,93
405	3,05	7,50	1561	36,84
375	3,00	8,50	1638	41,74
325	2,95	9,50	1587	46,67
280	2,90	10,50	1511	51,57
235	2,80	11,50	1389	56,49
			záběrový	Mkz Nm
1	2,60	11,20	5,76	55,05

Předběžně volím motor pro pracovní tlak 0,4 MPa, s jehož otáčkami a krouticím momentem budu dále pracovat při návrhu a výpočtu převodovky. Parametry zvoleného motoru při nejvyšším výkonu tedy jsou:

Tab. 5.4 – Parametry zvolených pneumatických motorů PPJ 1800 RNB

Otáčky	n	min ⁻¹	375
Průtok	Q	m ³ ·min ⁻¹	3
Hmotnost	m	kg	8,5
Výkon	P	W	1638
Krouticí moment	M _k	N·m	41,74
Záběrový moment	M _z	N·m	55,05

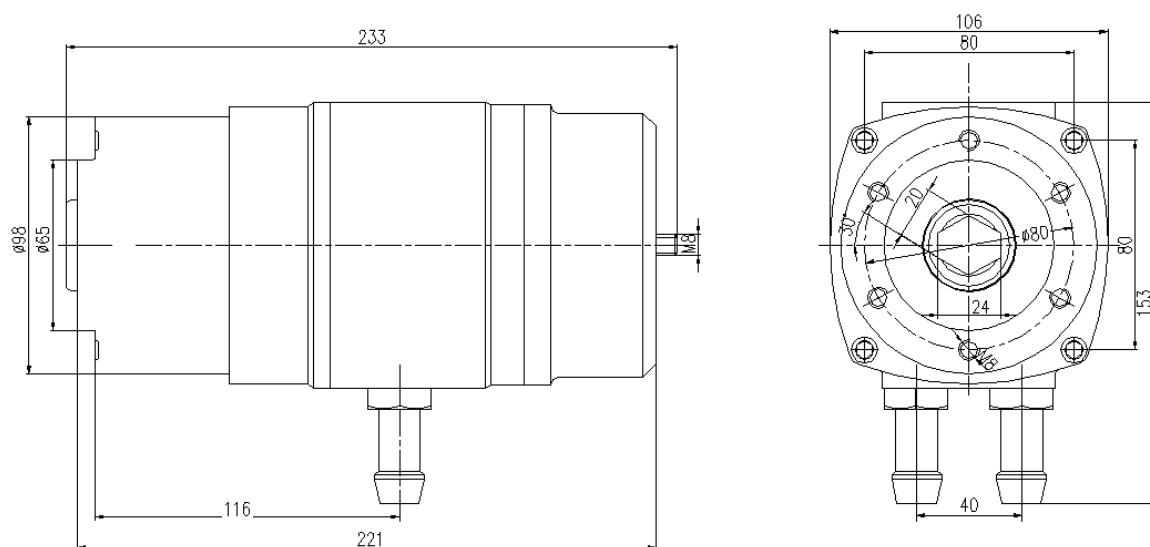
Na obr. 5.5 jsou znázorněny charakteristiky všech pneumatických motorů typu PPJ 1800 RNB. Plná čára představuje závislost krouticího momentu na otáčkách a přerušovaná pak závislost výkonu na otáčkách.



Obr. 5.5 – Závislost výkonu a krouticího momentu na otáčkách – PPJ 1800 RNB [10]

Z této charakteristiky je patrné především to, že motor pro hladinu pracovního tlaku 0,4 MPa dosahuje nejvyššího výkonu při otáčkách 350 – 400 min⁻¹, při vyšších otáčkách již výkon klesá.

Konstrukce a rozměry zvolených motorů jsou znázorněny na obrázku 5.6. Světlost přívodního a odpadního potrubí je 32mm. Motory jsou robustní konstrukce. Připojovací rozměry příruby motoru jsou taktéž patrné na obrázku 5.6. Provedení motoru je bez čepu. V tomto případě bude čepem opatřena vstupní hřídel šnekové převodovky, ke které bude motor přimontován čelem (přírubou).



Obr. 5.6 – Konstrukce a rozměry motoru PPJ 1800 RNB [10]

Zvolené motory splňují požadavek evropské směrnice 94/9/ES na zařízení určená pro hlubinné doly kategorie M2.

Volil jsem motory tohoto typu právě proto, že mi tak bylo doporučeno společností KOEXPRO OSTRAVA, a.s. Tyto motory využívají již v řadě svých předchozích produktů, protože se osvědčily a jsou bezproblémové a spolehlivé.

Výhodou pro mé řešení je, že tyto motory jsou opatřeny brzdou a vzhledem k počtu motorů v celkovém pohonném ústrojí, není zapotřebí do pohonu instalovat a navrhovat brzdu zvlášť. Dojde tedy k menším hmotnostním i ekonomickým úsporám co se týče celkové konstrukce tažné kočky TK 20.

6 Návrh převodovek

6.1 Šnekové převodovky

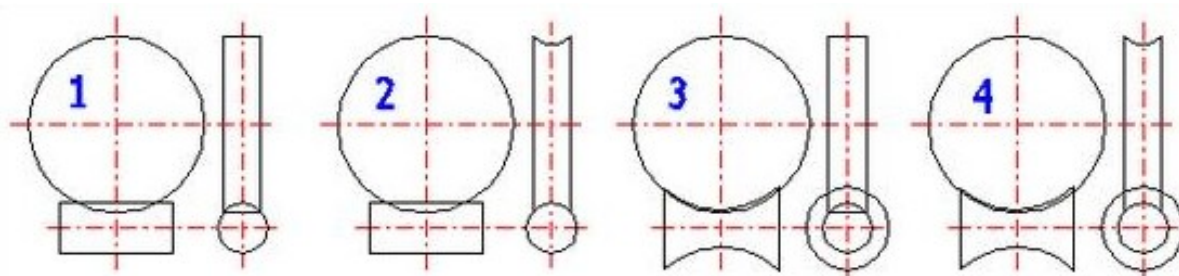
Šneková soukolí vytvářejí kinematickou silovou vazbu mezi dvěma mimoběžnými hřídeli. Úhel, který svírají tyto mimoběžné hřídele, bývá nejčastěji 90° .

Hlavní části šnekového převodu tvoří šnekové kolo (protikolo) a šnek. Šnek je v podstatě speciálním případem šroubového válcového soukolí, kde došlo ke snížení počtu zubů pastorku, aby se přešlo v jednoduchý nebo vícechodý šroub. Rozteč šneku je překračována jeho vlastní šířkou.

Druhy šnekových soukolí

Šneková soukolí se dělí podle tvaru kola a šneku na:

- soukolí válcová (obyčejná) – kolo i šnek mají tvar válců, jsou určena pro přenos malých výkonů, jsou cenově dostupná viz. obr. 6.1 číslo 1;
- válcový šnek a globoidní šnekové kolo – nejpoužívanější druh šnekového soukolí, vhodné pro přenos středně velkých výkonů, dražší než soukolí válcová viz. obr. 6.1 číslo 2;
- globoidní šnek a válcové kolo – téměř se nepoužívá viz. obr. 6.1 číslo 3;
- globoidní šnek a globoidní šnekové kolo – má největší únosnost a je vhodné pro přenos vysokých výkonů, jde o nej kvalitnější šnekový převod, ale také nejdražší viz. obr. 6.1 číslo 4.



Obr. 6.1 – Druhy šnekových soukolí [12]

Materiály šnekového soukolí

Povrchy materiálu musí především splňovat potřebnou pevnost a mít dobré třecí vlastnosti, z důvodu poměrně vysoké skluzové rychlosti po bocích zubů za vysokých tlaků.

Povrch musí být upraven tak, aby měl dobrou odolnost vůči opotřebení, zadírání a pittingy.

Šneková kola se nejčastěji vyrábí z:

- šedé litiny,
- mosazi,
- hliníkového bronzu,
- cínového bronzu.

Šneky se vyrábějí ve většině případů z oceli. Pro nenáročné podmínky je povrch šneků netvrzen. Většinou podmínky vyžadují tvrzený povrch, a ten se realizuje pomocí kalení, kdy tvrdost povrchu dosahuje hodnot HRC $45 \div 50$. Další možností je kombinace kalení a cementování, přičemž tvrdost HRC nabývá hodnot $55 \div 65$. Jako nejdražší a nejkvalitnější úprava povrchu se používá nitridování, kdy tvrdost HRC dosahuje také hodnot $55 \div 65$.

Vlastnosti šnekových převodů

Vyznačují se především tím, že jsou schopná za užití jediného soukolí dosáhnout velmi vysokých převodových poměrů. Běžně se šnekové převodovky konstruují s převody v rozsahu $i = 10 \div 80$, v případě kinematických převodů může být převodový poměr $i = 500$ nebo i více. Při dosažení vyšších převodových poměrů jsou menších rozměrů než například čelní převodovky, vyznačují se tedy menší hmotností a především tichým chodem. Další výhodou je vysoká zatížitelnost.

Mezi hlavní nevýhody patří především nižší účinnost, která je způsobena třecími ztrátami. S rostoucím převodem účinnost klesá. Trochu vyšších účinností se dosahuje v případě užití válcového šneku a globoidního kola. V případě globoidního soukolí se dosahuje ještě vyšší účinnosti.

Z důvodu velkých třecích ztrát a tím vzniklé třecí energie je nutno soukolí dostatečně mazat a chladit.

Nejčastější poruchou soukolí je poškození boků zubů především šnekového kola. Hlavní příčinou je zadírání, pitting a otěr.

6.2 Výpočet šnekové převodovky

Dlouhodobým partnerem společnosti KOEXPRO OSTRAVA, a. s. v oblasti převodovek, zejména pak šnekových, je společnost TOS ZNOJMO, a.s. Společnost je výrobcem kvalitních a spolehlivých šnekových převodovek, které jsou schopny bezproblémového a spolehlivého provozu i po delší dobu. Vyrábí širokou škálu čelních, šnekových a kuželočelních převodovek s možností širokého spektra využití.

Pro mou aplikaci je nutné užít šnekovou převodovku se dvěma vstupy, neboli s oboustranně průchozí šnekovou hřídelí. Tato převodovka není v katalogu ani běžné nabídce společnosti TOS ZNOJMO, a.s. Na základě dřívější komunikace se společností však bude možná výroba a dodávka atypické převodovky s oboustranně průchozí šnekovou hřídelí. Taktéž bude možnost individuálního šnekového soukolí dle níže vypočtených parametrů. Podmínkou však je aby bylo možno soukolí uzavřít do běžně nabízené převodové skříně z důvodu kusové výroby. „TOS ZNOJMO, a.s. dodává také speciální provedení převodovek dle potřeb zákazníků např. pro pohon pásových pil ...“ [15]

Pro mou aplikaci je z nabízeného spektra šnekových převodovek nejvhodnější převodovka RT 150 FT. Tento typ převodovky je nabízen v několika variantách lišících se převodovým poměrem a ostatními parametry viz tab. 6.1.

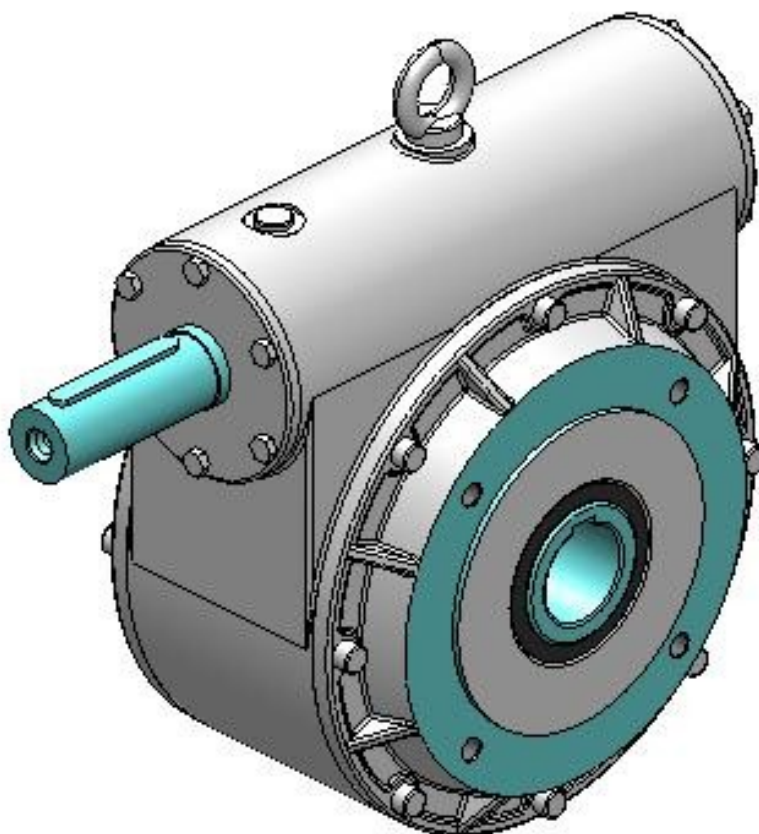
Tab. 6.1 – Převodovky RT/MRT velikost 100, 120, 150 [15]

RT MRT	i	n_2 [min ⁻¹]	P_1 [kW]	$M_{2\max}$ [Nm]	η [%]	n_2 [min ⁻¹]	P_1 [kW]	$M_{2\max}$ [Nm]	η [%]
100	10	170	6,152	310	89,7	140	5,419	330	89,3
	15	113,3	5,778	430	88,3	93,3	4,901	440	87,7
	20	85	3,766	360	85,1	70	3,301	380	84,4
	25	68	3,040	350	82,0	56	2,746	380	81,2
	30	56,7	3,294	440	79,3	46,7	2,932	470	78,4
	40	42,5	2,698	450	74,2	35	2,304	460	73,2
	50	34	2,123	415	69,6	28	1,884	440	68,5
	60	28,3	1,860	410	65,3	23,3	1,599	420	64,1
	80	21,3	1,222	350	63,9	17,5	1,057	360	62,4
	100	17	1,008	300	53,0	14	0,908	320	51,7
120	10	170	10,990	570	92,3	140	9,563	600	92,0
	15	113,3	8,114	610	89,2	93,3	7,489	680	88,7
	20	85	5,408	520	85,6	70	5,088	590	85,0
	25	68	4,643	550	84,3	56	4,135	590	83,7
	30	56,7	5,291	720	80,8	46,7	4,645	760	80,0
	40	42,5	4,037	680	75,0	35	3,563	720	74,1
	50	34	2,973	610	73,1	28	2,686	660	72,0
	60	28,3	2,822	630	66,2	23,3	2,435	650	65,1
	80	21,3	1,878	580	68,9	17,5	1,628	600	67,5
	100	17	1,379	495	63,9	14	1,197	510	62,4
150	10	170	18,108	930	91,4	140	16,891	1050	91,1
	15	113,3	14,003	1060	89,8	93,3	12,565	1150	89,4
	20	85	10,363	1040	89,3	70	9,406	1140	88,8
	25	68	7,692	900	83,3	56	7,157	1010	82,8
	30	56,7	9,028	1280	84,2	46,7	7,902	1350	83,5
	40	42,5	6,794	1220	79,9	35	6,020	1300	79,1
	50	34	5,028	1120	79,3	28	4,637	1240	78,4
	60	28,3	4,583	1120	72,4	23,3	3,994	1170	71,5
	80	21,3	3,236	960	66,2	17,5	2,842	1010	65,1
	100	17	2,398	880	65,3	14	2,173	950	64,1

Menší rozměry převodovek jsou výkonově nedostačující a větší rozměry nejsou kvůli zástavbovému prostoru možné.

Požadavek ohledně převodového poměru společnosti KOEXPRO OSTRAVA, a.s. je, aby nepřesáhl hodnotu $i = 25$ a to především z důvodu velkého poklesu účinnosti při vyšších převodových poměrech, což je zejména při aplikaci s pneumatickými motory velmi nevýhodné. Ve výpočtu budu počítat s převodovým poměrem $i = 20$ a $i = 25$ a pokusím se zde mezi těmito variantami najít kompromis, tak aby výsledná tažná síla byla dostatečně velká i při působení výše vypočtených jízdních odporů. Současně budu klást důraz na to, aby nebyl pohon pojezdu předimenzovaný a výsledná jmenovitá pojezdová rychlost nebyla zbytečně vysoká.

Čepy a příruby na obou vstupech převodovky taktéž budou odpovídat připojovacím rozměrům motoru PPJ 1800 RNB. Příruba na výstupu bude také atypická, tak aby odpovídala rozměrům vřeteníku.



Obr. 6.2 – Převodovka RT 150 FT – TOS ZNOJMO [15]

V tabulce 6.2 je seznam hlavních vstupních parametrů pro výpočet šnekové převodovky, která bude vycházet z převodovky RT 150 FT – TOS ZNOJMO.

Tab. 6.2 – Vstupní parametry pro výpočet převodovky

-	Označení	Hodnota		Jednotka
Jmenovitá pojezdová rychlost v rovině	v	24		m·min ⁻¹
Provozní tlak stlačeného vzduchu	Δp	0,4		MPa
Otáčky motoru při maximálním výkonu	n ₁	375		min ⁻¹
Krouticí moment motoru při maximálním výkonu	M _{k1}	41,74		N·m
Maximální krouticí moment motoru	M _{k1MAX}	56,49		N·m
Minimální otáčky motoru	n _{MIN}	235		min ⁻¹
Otáčky motoru při běžných podmínkách	n _p	500		min ⁻¹
Krouticí moment motoru při běžných podmínkách	M _{k1p}	27		N·m
Průměr hnacího kola	D	0,352		m
Celkový pojezdový odpor	F _C	22400,5		N
Převodový poměr	i	20	25	-
Účinnost převodovky	η	89,3	83,3	-

Výpočet převodovky s převodovým poměrem i = 20

Požadované otáčky hnacího kotouče o průměru D = 352 mm:

$$n_2 = \frac{v}{\pi \cdot D} \text{ [min}^{-1}\text{]} \quad (6.1)$$

$$n_2 = \frac{24}{\pi \cdot 0,352}$$

$$n_2 = 21,7 \text{ min}^{-1}$$

Krouticí moment na výstupní straně převodovky vychází z převodového poměru a účinnosti převodovky a vstupního krouticího momentu:

$$M_{k2} = M_{kv} \cdot i \cdot \eta \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (6.2)$$

V mém případě při užití dvou motorů je zapotřebí vtať ještě upravit:

$$M_{k2} = 2 \cdot M_{k1} \cdot i \cdot \eta \text{ [N} \cdot \text{m]} \quad (6.3)$$

$$M_{k2} = 2 \cdot 41,74 \cdot 20 \cdot 0,893$$

$$M_{k2} = 1490,95 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Obě kola budou poháněna zvlášť vlastní převodovkou se dvěma motory a přenos výstupního krouticího momentu na hnací kotouče bude realizován pomocí vřeteníků. Jmenovitá tažná síla na obvodu hnacích kotoučů bude:

$$T = 2 \cdot \frac{M_{k2}}{R} \text{ [N]} \quad (6.4)$$

$$T = 2 \cdot \frac{1490,95}{0,176}$$

$$T = 16942 \text{ N}$$

Dále je potřeba stanovit jmenovitou pojezdovou rychlost tažné kočky při maximálním výkonu motoru, která je závislá na převodovém poměru převodovky a na provozních otáčkách motorů, což jsou otáčky při maximálním výkonu.

$$v_j = \frac{\pi \cdot D \cdot n_1}{i} \text{ [m} \cdot \text{min}^{-1}] \quad (6.5)$$

$$v_j = \frac{\pi \cdot 0,352 \cdot 375}{20}$$

$$v_j = 20,74 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$$

Zde je patrné, že jmenovitá pojezdová rychlost je o něco nižší při použití převodovky s převodovým poměrem $i = 20$, avšak rychlost pojezdu úzce souvisí s tíhou taženého břemene a velikostí vyvíjené tahové síly viz. níže. Také platí, že ne vždy bude motor pracovat na maximální výkon.

Dle vztahu 6.6 stanovím maximální tažnou sílu kočky, kterou vyvodí motory přes převodovky při maximálním krouticím momentu a současně při minimálních otáčkách, což vyplývá z charakteristiky motoru PPJ 1800 RNB viz. kapitola 5. Maximální tažná síla tedy bude:

$$T_{MAX} = \frac{M_{kMAX}}{M_{k1}} \cdot T \text{ [N]} \quad (6.6)$$

$$T_{MAX} = \frac{56,49}{41,74} \cdot 16942$$

$$T_{MAX} = 22928,9 \text{ N}$$

Výsledný maximální tah je zapotřebí zkontrolovat zda vyhoví základním požadavkům na tah i za působení všech pojezdových odporů:

$$T_{MAX} \geq F_c \quad (6.7)$$

$$22928,9 \geq 22400,5$$

Dle vztahu 6.7 je zřejmé, že maximální tah vyhovuje a nyní vypočtu skutečný maximální tah. Ten získám užitím následujících vztahů:

$$F_c^* = F_c - F_t \text{ [N]} \quad (6.8)$$

$$F_c^* = 22400,5 - 20000$$

$$F_c^* = 2400,5$$

Nyní mám pouze hodnotu přídavných pojezdových odporů, kterou odečtu od maximálního tahu, abych získal skutečný maximální tah vyvinutý tažnou kočkou:

$$T_{MAXsk} = T_{MAX} - F_c^* \text{ [N]} \quad (6.9)$$

$$T_{MAXsk} = 22928,9 - 2400,5$$

$$T_{MAXsk} = 20528,4 \text{ N}$$

Při tomto vyvíjení maximálním tahu tažnou kočkou vypočtu pojezdovou rychlost manipulátoru dle vztahu 6.10:

$$v_1 = \frac{\pi \cdot D \cdot n_{MIN}}{i} \text{ [m} \cdot \text{min}^{-1}] \quad (6.10)$$

$$v_1 = \frac{\pi \cdot 0,352 \cdot 235}{20}$$

$$v_1 = 13 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$$

Dále vypočtu rychlost pojezdu, které dosáhne tažná kočka při běžných provozních podmínkách s polovičním využitím tažné síly:

$$v_2 = \frac{\pi \cdot D \cdot n_p}{i} \text{ [m} \cdot \text{min}^{-1}] \quad (6.11)$$

$$v_2 = \frac{\pi \cdot 0,352 \cdot 500}{20}$$

$$v_2 = 27,65 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$$

Při provozních otáčkách n_p bude tažná síla zhruba poloviční:

$$T_p = \frac{M_{k1p}}{M_{k1}} \cdot T \text{ [N]} \quad (6.12)$$

$$T_p = \frac{27}{41,74} \cdot 16942$$

$$T_p = 10959,1 \text{ N}$$

Při běžných provozních podmínkách budou při současném použití motoru PPJ 1800 RNB a atypické převodovky RT 150 FT – TOS ZNOJMO $i = 20$ splněny obě podmínky. Maximální tah mírně převyšuje hodnotu tahu $F_t = 20\,000 \text{ N}$ a pojezdová rychlost při běžných podmínkách (v rovině), taktéž převyšuje zadanou hodnotu $v = 24 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$. Při náročnějších podmínkách společnost KOEXPRO OSTRAVA, a.s. počítá s výraznějším snížením pojezdové rychlosti, například při dovrchní dopravě nebo při tažení obzvláště těžkých břemen.

Výpočet převodovky s převodovým poměrem $i = 25$

Výpočet je analogií předešlého výpočtu, proto v něm budu uvádět jen nejdůležitější informace.

Krouticí moment na výstupní straně převodovky (vztah 6.3):

$$M_{k2} = 2 \cdot 41,74 \cdot 25 \cdot 0,833$$

$$M_{k2} = 1738,47 \text{ N} \cdot \text{m}$$

Jmenovitá tažná síla na obvodu hnacích kotoučů (vztah 6.4):

$$T = 2 \cdot \frac{1738,47}{0,176}$$

$$T = 19755,3 \text{ N}$$

Jmenovitá pojezdová rychlost tažné kočky při maximálním výkonu motoru (vztah 6.5):

$$v_j = \frac{\pi \cdot 0,352 \cdot 375}{25}$$

$$v_j = 16,59 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$$

U převodovky RT 150 FT – TOS ZNOJMO s převodovým poměrem $i = 25$ je jmenovitá pojezdová rychlost tažné kočky o něco menší než u převodovky s převodovým poměrem $i = 20$.

Maximální tažná síla kočky při maximálním krouticím momentu (vztah 6.6):

$$T_{MAX} = \frac{56,49}{41,74} \cdot 19755,3$$

$$T_{MAX} = 26736,4 \text{ N}$$

Kontrola maximální tažné síly (vztah 6.7):

$$26736,4 \geq 22400,5$$

Hodnota maximální tažné síly podle kontroly vyhovuje i v tomto případě, mohu tedy pokračovat ve výpočtu dále a vypočíst skutečný maximální tah.

Hodnota přídatných pojezdových odporů zůstává stejná a skutečný maximální tah podle vztahu 6.9 bude:

$$T_{MAXsk} = 26736,4 - 2400,5$$

$$T_{MAXsk} = 24335,9 \text{ N}$$

Pojezdová rychlost tažné kočky při maximálním tahu (vztah 6.10):

$$v_1 = \frac{\pi \cdot 0,352 \cdot 235}{25}$$

$$v_1 = 10,4 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$$

Pojezdová rychlost při běžných provozních podmínkách a při poloviční tažné síle (vztah 6.11):

$$v_2 = \frac{\pi \cdot 0,352 \cdot 500}{25}$$

$$v_2 = 22,1 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$$

6.3 Závěr výpočtu a volba vhodné převodovky

Ve výpočtu jsem se zabýval dvěma variantami převodovek RT 150 FT – TOS ZNOJMO a to první s převodovým poměrem $i = 20$ a druhá s převodovým poměrem $i = 25$. Převodovkami s nižším převodovým poměrem jsem se nezabýval, protože již při výpočtu převodovky $i = 20$ byla výsledná tahová síla po odečtení pojezdových odporů jen těsně vyhovující.

Nyní je zapotřebí nalézt kompromis mezi těmito převodovkami a zvolit vhodnější z nich

Tab. 6.3 – Vypočtené hodnoty obou převodovek

Parametr	$i = 20$	$i = 25$
Jmenovitá pojezdová rychlost	20,74 m·min ⁻¹	16,59 m·min ⁻¹
Jmenovitá pojezdová rychlost při max. tahu	13 m·min ⁻¹	10,4 m·min ⁻¹
Jmenovitá pojezdová rychlost při n_p	27,67 m·min ⁻¹	22,1 m·min ⁻¹
Skutečná maximální tažná síla	20528,4 N	24335,9 N

Dle tab. 6.3 je zřejmé, že za použití první převodovky bude mít tažná kočka vyhovující rychlost pojezdu, zvláště pak při běžných provozních podmínkách. V případě náročnějších provozních podmínek, nebo při dovrchní dopravě klesne rychlost pojezdu až na 13 m·min⁻¹. Skutečná tažná síla, kterou bude moci manipulátor vyvinout je těsně za hranicí 20 kN, což je také v pořádku.

V případě použití druhé převodovky by byla rychlost pojezdu tažné kočky nižší. Vyhověla by jen při lehkém zatížení a při maximálním zatížení pojezdová rychlost klesne na 10,4 m·min⁻¹, v tomto případě jde již o poměrně pomalý pojezd. Výhodou však je viditelně vyšší tažná síla, kterou by byl schopen manipulátor vyvinout.

Užití druhé převodovky má však kromě nedostatečné rychlosti ještě jednu nevýhodu. Převodovka má nižší účinnost o 7%. Tato ztráta by se projevila především na nutnosti většího

záběru motorů. V tomto případě by motory měly vyšší spotřebu stlačeného vzduchu, tudíž by byl provoz celého manipulátoru dražší.

Z výše uvedených důvodů se přikláním k použití převodovky RT 150 FT – TOS ZNOJMO s převodovým poměrem $i = 20$.

Společnost TOS ZNOJMO, a.s. na základě výpočtu a následné korespondence obdržela zakázku pro firmu KOEXPRO OSTRAVA, a.s. k výrobě dvou atypických převodovek, které budou mít průchozí šnekovou hřídel s čepy na obou koncích hřídele pro připojení pneumatických motorů. Při maximálním výkonu tedy mimořádných podmínkách budou vstupní otáčky $n_1 = 375 \text{ min}^{-1}$ při vstupním krouticím momentu $M_{k1} = 41,74 \text{ N}\cdot\text{m}$. Při běžném provozu budou vstupní otáčky $n_p = 500 \text{ min}^{-1}$ a vstupní krouticí moment $M_{kp} = 27 \text{ N}\cdot\text{m}$.



Obr. 6.3 – Atypická převodovka RT 150 FT – TOS ZNOJMO

6.4 Schéma pohonu

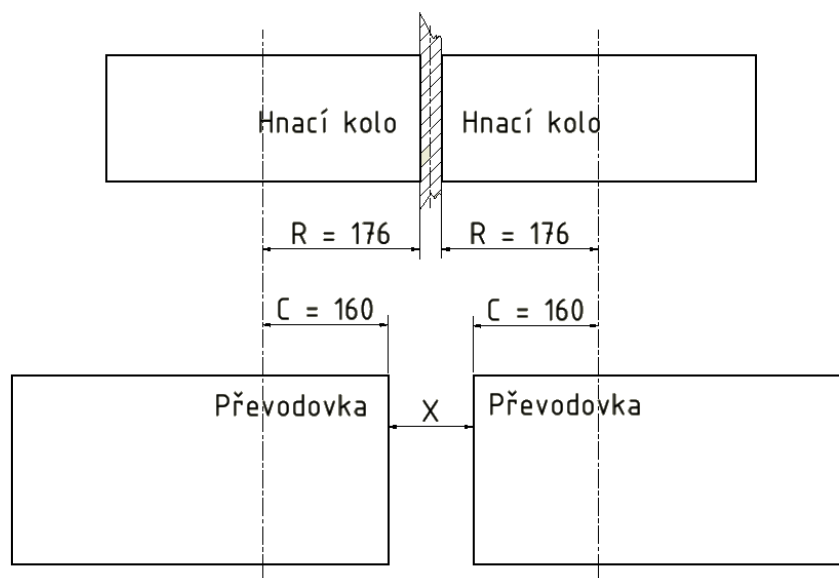
Celý pohon bude uvnitř konstrukce tažné kočky TK 20. Každé ze dvou hnacích kol bude poháněno zvlášť stejným pohonným ústrojím. Toto ústrojí bude složeno z:

- hnacího kola s polyuretanovou obručí;
- vřeteníku přitlačovaného pružinami, který bude složen z duté trubky, ložisek a výstupní hřídele směrem kolmo k zemi;

- atypické převodovky RT 150 FT – TOS ZNOJMO se dvěma vstupními čepy na obou stranách, která bude instalována tak, aby výstupní hřídel byla orientovaná kolmo k zemi a výstupní čepy s celou šnekovou hřídelí byly orientovány vodorovně;
- dva motory typu PPJ 1800 RNB s brzdou pro pracovní tlak 0,4 MPa, kde každý z nich bude přimontován k jednomu vstupnímu čepu převodovky RT 150 FT – TOS ZNOJMO ve vodorovné poloze.

Pohon bude uložen volně ve visu, tak aby bylo možné hnací kola přitlačovat podle potřeby pomocí pružin k závěsné dráze. Protože jsou ale umístěny ve visu a volně, je zapotřebí zkontrolovat prostor mezi oběma převodovkami. Prostor musí být dostatečně velký na to, aby umožnil vzájemný posun obou převodových skříní, aniž by skříně do sebe narazily. Tento prostor je vymezen dvěma poloměry hnacích kol s polyuretanovou obručí a šířkou stojny profilu I 155, který je sevřen koly z obou stran. Se šířkou stojny profilu I 155 při výpočtu prostoru mezi převodovkami počítat nebudu, bude tedy vlastně použita jako rezerva.

Výpočet volného prostoru mezi převodovkami provedu podle vztahu 6.13, který vychází z obrázku 6.3.



Obr. 6.4 – Schéma rozměrů a prostoru mezi oběma převodovkami

$$X = 2 \cdot R - 2 \cdot C \text{ [mm]} \quad (6.13)$$

$$X = 2 \cdot 176 - 2 \cdot 160$$

$$X = 32 \text{ mm}$$

Výsledný volný prostor mezi převodovkami je dostatečně velký na to aby umožnil vzájemný posuv, aniž by do sebe převodovky narážely. Navíc je zde ještě několik milimetrů rezerva v podobě šířky stojny profilu I 155. Vzájemný posuv převodovek vůči sobě bude v řádů milimetrů. Tento posun bude příčinou přtlaku hnacích kol k závěsné dráze pružinami, kdy budou kola přiléhat k místy nerovnému povrchu závěsné dráhy např. v zatáčkách.

Výsledné schéma celého pohonu tažné kočky TK 20 je na obrázku 6.4 níže.



Obr. 6.5 – Pohon tažné kočky TK 20

7 Přítlak hnacích kotoučů k závěsné dráze

7.1 Volba potřebného minimálního přítlaku pružin

Velikost síly, kterou budou pružiny přitlačovat hnací kotouče ke stojně profilu I 155 závěsné dráhy je velice důležitá. Tato síla nesmí být příliš malá, aby nedocházelo k častému prokluzu a tím i ke zbytečným ztrátám. Zároveň síla nesmí být příliš vysoká, aby zbytečně nenamáhala na ohyb rám tažné kočky. Při návrhu tlačné síly budu vycházet ze základů trakčních výpočtů dle literatury [18].

Při řešení trakčních výpočtů budu počítat jmenovitou tažnou silou vypočtenou v kapitole 6.2, kterou tažná kočka vyvine. Nemohu si dovolit v trakčních výpočtech počítat s maximální skutečnou tažnou silou, protože při nastavení pružin po tomto výpočtu by se tažná kočka při vyvíjení nižších tahů rozjela obtížně nebo vůbec.

Trakční výpočet

Literatura [18] uvádí, že aby došlo ke vzniku relativního pohybu, musí být splněny současně obě následující podmínky:

$$F_o > F_a \quad (7.1)$$

$$f < \mu_a \quad (7.2)$$

Při splnění podmínek výše působí mezi styčnými plochami tření namísto adheze a vozidlo se uvádí do pohybu.

V mém případě tažná síla na obvodě kola F_o představuje polovinu tažné síly vyvíjené manipulátorem. Budu počítat pouze s polovinou této tažné síly, protože hnací kola jsou dvě a síla se mezi ně dělí:

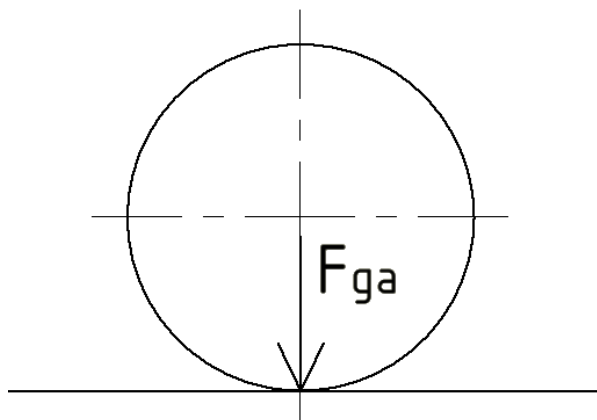
$$F_o = \frac{T_{MAXsk}}{2} [N] \quad (7.3)$$

$$F_o = \frac{20528,4}{2}$$

$$F_o = 10264,2 N$$

To znamená, že aby se manipulátor rozjel, musí být celková adhezní síla vyvolaná pružinami menší než $F_0 = 10264,2 \text{ N}$. Adhezní síla se tedy vypočte podle vztahu:

$$F_a = \mu_a \cdot G_a \cdot \varepsilon \quad [N] \quad (7.4)$$



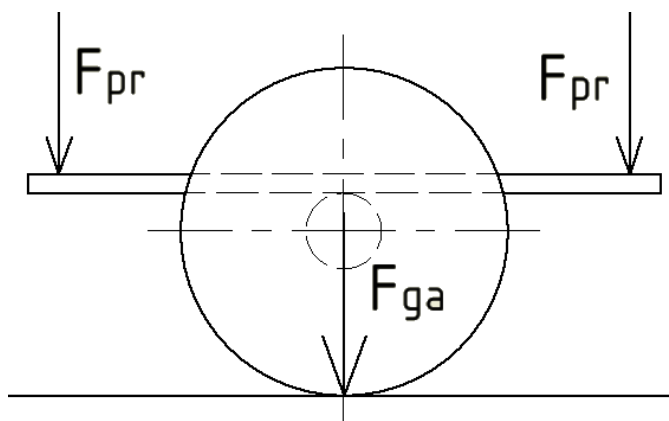
Obr. 7.1 – Přítlačná síla vyvozená oběma pružinami

V mém případě je vztah potřeba poupravit, protože v mé aplikaci nepočítám s tíhou vozidla působící na trať, ale se silou vyvinutou dvěma pružinami, která tlačí hnací kolo k trati. Viz. obr. 7.1.

$$F_a = \mu_a \cdot F_{ga} \cdot \varepsilon$$

Společnou sílu obou pružin je zapotřebí volit tak, aby výsledná adhezní síla byla menší než tažná síla na obvodu kola. Společná síla obou pružin je součtem sil těchto pružin viz. obr. 7.2.

$$F_{ga} = 2 \cdot F_{pr} \quad [N] \quad (7.5)$$



Obr. 7.2 - Působení sil obou pružin na hnací kolo

Součinitel adheze μ_a není konstantní veličinou, ale mění se v čase (obr. 7.3) v závislosti na spoustě činitelů z nich nejvýraznější je rychlost vozidla a kvalita stykových ploch. V praxi se užívá experimentálně stanovených vztahů pro výpočet součinitele adheze a to podle Curtius-Knifflera:

$$\mu_a = \left(\frac{7500}{V + 44} + 161 \right) \cdot 10^{-3} \quad [-] \quad (7.6)$$

$$\mu_a = \left(\frac{7500}{1,244 + 44} + 161 \right) \cdot 10^{-3}$$

$$\mu_a = 0,371$$

Druhý pak podle Kothera:

$$\mu_a = \left(\frac{9000}{V + 42} + 116 \right) \cdot 10^{-3} \quad [-] \quad (7.7)$$

$$\mu_a = \left(\frac{9000}{1,244 + 42} + 116 \right) \cdot 10^{-3}$$

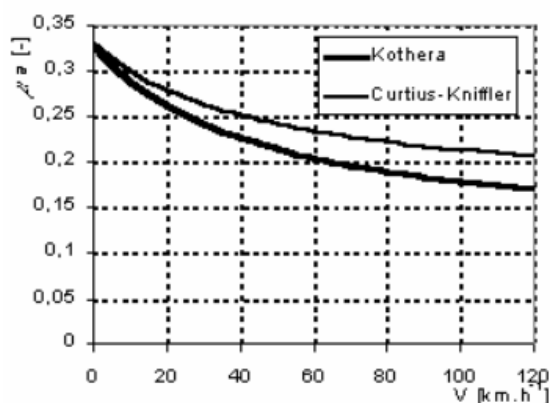
$$\mu_a = 0,326$$

Je zřejmé, že v obou případech byla podmínka $f < \mu_a$ dle vztahu 7.2 splněna v obou případech:

$$0,3 < 0,371$$

$$0,3 < 0,326$$

Dále budu počítat se součinitelem adheze vypočteným dle Kothera $\mu_a = 0,326$.



Obr. 7.3 – Průběh součinitele adheze μ_a

Při jmenovitém tahu je rychlost pojezdu $v_j = 20,74 \text{ m} \cdot \text{min}^{-1}$ tuto rychlost je nutné převést na rychlost v $\text{km} \cdot \text{h}^{-1}$.

$$V = v_j \cdot \frac{60}{1000} [\text{km} \cdot \text{h}^{-1}] \quad (7.8)$$

$$V = 20,74 \cdot \frac{60}{1000}$$

$$V = 0,78 \text{ km} \cdot \text{h}^{-1}$$

Posledním scházejícím parametrem pro výpočet je součinitel využití adheze neboli adhezní tíže. „*Tento součinitel zmenšuje velikost adhezní tažné síly a zahrnuje vlivy konstrukce na změnu rozložení tíhy jednotlivá dvojkolí.*“ [18] V mé aplikaci tedy zahrnuje vlivy konstrukce tažné kočky a závěsné dráhy na změnu rozložení síly vyvinuté pružinami působící na hnací kola. Součinitel využití adheze nabývá hodnot $0 < \varepsilon < 1$. Běžně užívaná hodnota tohoto součinitele se pak pohybuje v rozmezí $0,9 - 0,93$.

Vzhledem k tomu, že v mém případě tíha tažné kočky přímo neovlivňuje adhezní sílu, volím součinitel využití adheze $\varepsilon = 0,93$.

Mohu ještě zohlednit tah při běžném provozu $T_p = 10959,1 \text{ N}$ po jehož dosazení do vzorce 7.3 dostanu:

$$F_o = \frac{10959,1}{2}$$

$$F_o = 5479,55 \text{ N}$$

Výsledná adhezní síla vyvolaná pružinami by se měla blížit síle F_o vypočtené při maximálním tahu - $F_o = 10264,2 \text{ N}$. Sílu na obvodu kola pro tah v běžném provozu jsem vypočetl pro porovnání a následnou ukázkou potřebných parametrů pro rozjezd tažné kočky. Přítlak tedy nebudu volit zbytečně malý, aby nedocházelo k prokluzu kol. Bude tedy zapotřebí vyšších parametrů motorů pro rozjezd tažné kočky.

Pro dokončení výpočtu musím zvolit sílu F_{pr} , kterou vyvine jedna pružina. Tato síla přímo ovlivňuje výslednou velikost adhezní síly, proto ji musím zvolit vhodně, tak aby byla ve výsledku splněna podmínka dle vztahu 7.1. Předběžně volím sílu připadající na jednu pružinu $F_{pr} = 15000 \text{ N}$.

Dle vztahu 7.5 vypočtu sílu přítlačnou sílu obou pružin:

$$F_{ga} = 2 \cdot 15000$$

$$F_{ga} = 30000 \text{ N}$$

Nyní mám všechny potřebné hodnoty pro dosazení do upraveného vztahu 7.4. Výsledkem je adhezní síla manipulátoru a je třeba ji porovnat s tažnou silou vyvinutou manipulátorem na obvodu kola tak aby byla splněna podmínka definovaná vztahem 7.1.

$$F_a = \mu_a \cdot F_{ga} \cdot \varepsilon$$

$$F_a = 0,326 \cdot 30000 \cdot 0,93$$

$$F_a = 9095,4 \text{ N}$$

Vypočtená adhezní síla musí být menší než tažná síla na obvodu kola, aby byla splněna podmínka dle vztahu 7.1 pro rozjezd manipulátoru.

$$\underline{10264,2 \text{ N} > 9095,4 \text{ N}}$$

Tato podmínka je splněna a adhezní sílu mohu ještě porovnat podle stejné podmínky s tažnou silou na obvodu kola při běžných podmínkách:

$$\underline{5479,55 \text{ N} < 9095,4 \text{ N}}$$

Tato podmínka již splněna není a to znamená, že při nízkém provozním výkonu se manipulátor neuvede do pohybu.

Pro startování manipulátoru bude zapotřebí vyšší hladiny výkonů motorů. Výkon motorů pro rozjezd však nemusí být nutně maximální, protože v prvním případě byla podmínka splněna s rezervou.

Není nutné, aby se tažná kočka uváděla do pohybu při nízkých výkonech motoru, a proto nebudu snižovat přitlačnou sílu připadající na jednu pružinu F_{pr} . Druhým důvodem je pak obava z větší hrozby prokluzu hnacího kola vůči stojně profilu I 155 závěsné dráhy v dole při snížení tlačné síly pružin.

Tažná kočka TK 20 se bude rozjíždět na vyšší výkony motorů, nikoliv však nutně maximální, jak je běžné u velkého množství druhů důlních i jiných zařízení.

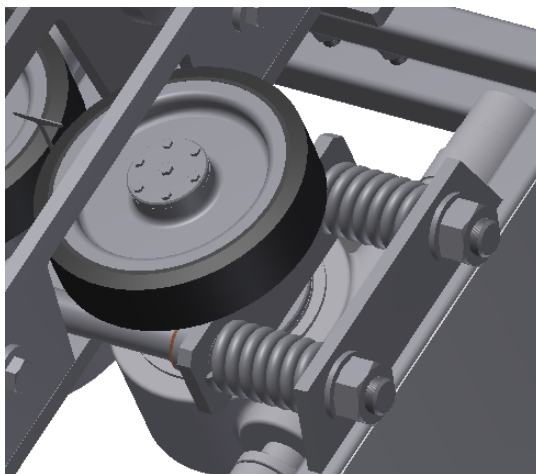
7.2 Řešení přitlaku pomocí předepjatých šroubových pružin

Síla, která bude přitlačovat hnací kolo a s ním v podstatě celou pohonnou jednotku bude vyvozená předepjatými pružinami. Tyto předepjaté pružiny budou tlačit nebo tahat obě hnací kola ke stojně profilu I 155 závěsné dráhy v dole.

Je několik možností jak požadovanou přitlačnou sílu pružinami vyvodit a to pomocí:

- jedné tažné pružiny a dvou pák propojených na opačném konci kloubem, kde každá bude přitlačovat jedno hnací kolo ke stojně – vhodné pro malé přitlačné síly;
- pomocí dvou tažných pružin a dvou pák, které budou na obou koncích taženy k sobě pružinami – opět vhodné pro menší přitlačné síly;
- pomocí dvou protilehlých tlačných pružin – vhodné pro vyvození vyšších přitlačných sil, ale nevýhodné z hlediska konstrukce, kde je zapotřebí kvůli stabilitě opazřit konstrukci bočním vedením navíc;
- pomocí čtyř tlačných pružin ve dvojicích proti sobě – vhodné pro vyvození vyšších přitlačných sil.

Přikláním se k poslední možnosti, protože požadovaná přitlačná síla je poměrně vysoká a tohle řešení se zdá být konstrukčně nejvýhodnější pro mou aplikaci. V tomto řešení se bude vřeteník pohybovat kluzně po dvou vodících tyčích, které budou v ose tlačných pružin viz. obr. 7.4.



Obr. 7.4. Řešení přitlaku hnacích kol k závěsné dráze pomocí tlačných pružin

Pro tuto aplikaci bude nutné navrhnout čtyři vhodné tlačné pružiny. Tyto pružiny musí mít zabroušené oba konce, tak aby konce přesně dosedaly na plochy. Dle obr. 7.4 je dále

vidět, že pružiny a stejně tak i vřeteník budou vedeny po dvou vodících tyčích. Tyto tyče budou mít průměr 50 mm. Bude nutné vodící tyče zkontrolovat na ohyb. Taktéž bude zapotřebí provést pevnostní kontrolu hřídele. Kontrolním výpočtům se budu věnovat v kapitole 8.

7.3 Návrh tlačných pružin

Pružiny, které budu navrhovat, bude vyrábět na zakázku Vlašimská firma SACH, s.r.o. Společnost působí na trhu více jak dvacet let a vyrábí kvalitní pružiny na zakázku určené pro zemědělství a průmysl. Pružiny určené pro průmysl společnost běžně dodává pro použití v různých oblastech strojírenství, včetně aplikací pro kolejová vozidla.

Společnost vyrábí pružiny z drátů o průměru 5 až 55 mm nebo z ploché oceli 5 - 20 mm x 6 – 150 mm. Materiál těchto polotovarů je nabízen v široké škále, mě však bude zajímat pouze běžně užívaná ocel pro výrobu pružin a to 12 090 dle ČSN 426450. Tuto ocel výrobce nabízí s označením pod německou normou DIN 17 223 C.

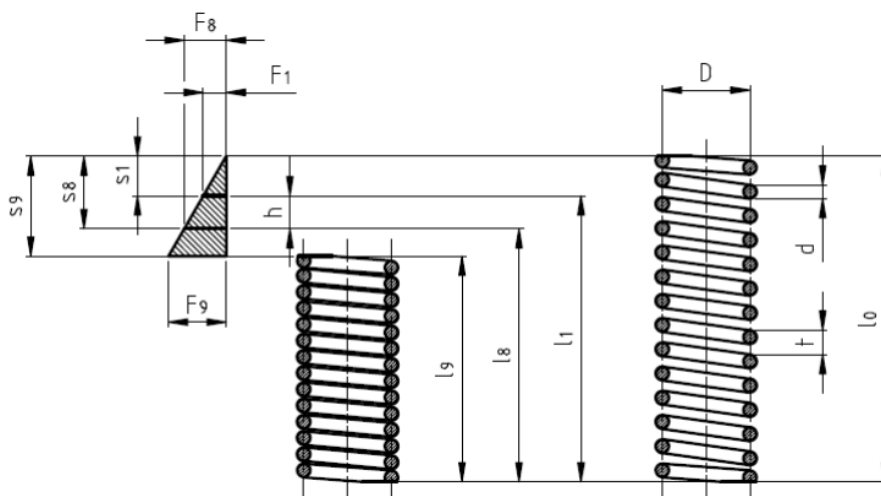
Dle literatury [19] je pro ocel 12090 dle ČSN 426450 pevnost v tahu $\sigma_{pt} = 1140 \text{ MPa}$ a dovolené napětí v krutu se vypočte dle následujícího vztahu:

$$\tau_{Dk} = 0,6 \cdot \sigma_{pt} \text{ [MPa]} \quad (7.9)$$

$$\tau_{Dk} = 0,6 \cdot 1140$$

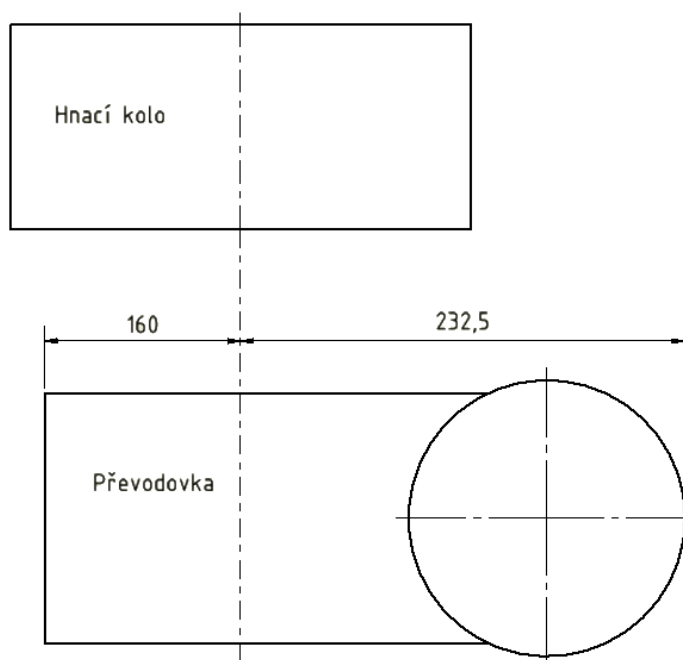
$$\tau_{Dk} = 684 \text{ MPa}$$

Pružinu budu počítat dle diagramu na obrázku 7.5.



Obr. 7.5 – Diagram namáhání šroubovité pružiny tlačné [20]

V mém případě síla F_8 vyznačená na diagramu představuje požadovanou sílu vyvíjenou jednou pružinou F_{pr} . Hlavním vstupním parametrem pro výpočet pružiny je síla $F_{pr} = 15000$ N. Tato síla bude pružinou vyvinuta při stlačení pružiny na délku L_8 tuto délku pružiny budu volit s ohledem na konstrukční rozměry manipulátoru. Délkou pružiny, tedy i délkou vodicích tyčí nechci zbytečně přesahovat vnější rozměry manipulátoru. Tyto rozměry manipulátoru definuje především šířka převodovky viz. obrázek 7.6.



Obr. 7.6 – délkové rozměry převodovky RT 150 FT – TOS ZNOJMO

Na základě obrázku výše volím činnou délku vodicí tyče, tedy i délku pružiny v plně zatíženém stavu $L_8 = 160$ mm. Délku pružiny v nezatíženém L_0 stavu volím na hodnotu 202 mm, tak aby byla tuhost vhodně vysoká a nevyšel při výpočtu nežádoucí počet závitů. Stlačení pružiny při současně vyvíjené síle s_8 tedy bude 42 mm. Na základě těchto parametrů mohu spočítat tuhost pružiny dle vztahu 7.10

$$C_p = \frac{F_8}{s_8} [N \cdot mm^{-1}] \quad (7.10)$$

$$C_p = \frac{15000}{42}$$

$$C_p = 357,14 N \cdot mm^{-1}$$

Nyní mohu vypočítat předběžný průměr drátu pružiny pomocí vztahů 7.11, 7.12 a 7.13. K výpočtu předběžného průměru drátu pružiny je již nutné znát střední průměr pružiny D .

Tento průměr budu volit s ohledem na průměr vodicích tyčí, který je 50mm. Předběžně volím střední průměr pružiny $D = 75 \text{ mm}$.

$$M_k = \frac{F_8 \cdot D}{2} [N \cdot mm] \quad (7.11)$$

$$W_k = \frac{\pi \cdot d_t^3}{16} [mm^3] \quad (7.12)$$

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k} \leq \tau_{Dk} [MPa] \quad (7.13)$$

Vztahy 7.11 a 7.12 dosadím do vztahu 7.13 a tím vznikne vztah:

$$\tau_k = \frac{8 \cdot F_8 \cdot D}{\pi \cdot d_t^3}$$

Nakonec vyjádřením předběžného průměru drátu pružiny d_t dostanu výsledný vztah pro výpočet tohoto průměru 7.14:

$$d_t = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot F_8 \cdot D}{\pi \cdot \tau_{Dk}}} [mm] \quad (7.14)$$

$$d_t = \sqrt[3]{\frac{8 \cdot 15000 \cdot 75}{\pi \cdot 684}}$$

$$d_t = 16,119 \text{ mm}$$

Předběžný průměr drátu pružiny je nutno zvětšit o korekční součinitel zohledňující přídatný ohyb. Tento součinitel vypočtu podle vztahu 7.15:

$$K = \frac{u + 0,2}{u - 1} [-] \quad (7.15)$$

$$K = \frac{4,63 + 0,2}{4,63 - 1}$$

$$K = 1,33$$

Poměr vinutí pružiny u se obvykle volí v rozmezí 4 – 16 a je dán vztahem 7.16. Ve vztahu 7.16 dosazuji za hodnotu d hodnotu d_t , protože je nutné předběžně určit korekční

součinitel K. Hodnota se díky tomu může mírně lišit, avšak při zaokrouhlení výsledného průměru drátu je tento rozdíl zanedbatelný.

$$u = \frac{D}{d} [-] \quad (7.16)$$

$$u = \frac{75}{16,199}$$

$$u = 4,63$$

Znám velikost korekčního součinitele K a provedu korekci průměru drátu dle vztahu 7.17:

$$d = d_t \cdot \sqrt[3]{K} [mm] \quad (7.17)$$

$$d = 16,119 \cdot \sqrt[3]{1,33}$$

$$d = 17,726 \text{ mm}$$

Výsledný průměr drátu pružiny zaokrouhluji na 18 mm. Nyní dopočtu vnější průměr pružiny a vnitřní průměr pružiny dle vztahů 7.18 a 7.19:

$$D_1 = D + d [mm] \quad (7.18)$$

$$D_1 = 75 + 18$$

$$D_1 = 93 \text{ mm}$$

$$D_3 = D - d [mm] \quad (7.19)$$

$$D_3 = 75 - 18$$

$$D_3 = 57 \text{ mm}$$

Nakonec je třeba vypočíst počet činných závitů pružiny podle vztahu 7.20:

$$n = \frac{G \cdot d^4}{8 \cdot C \cdot D^3} [-] \quad (7.20)$$

$$n = \frac{8 \cdot 10^4 \cdot 18^4}{8 \cdot 357,14 \cdot 75^3}$$

$$n = 6,96$$

Modul pružnosti oceli ve smyku je $G = 8 \cdot 10^4$ MPa dle literatury [9].

Celkový počet závitů vypočtu podle vztahu 7.21. Počet závěrných závitů n_z se volí obvykle v rozmezí $\frac{3}{4}$ - 1 závit připadající na každý konec pružiny. Volím 1 závit na každý konec pružiny.

$$z = n + n_z$$

$$z = 6,96 + 2 \cdot 1$$

$$z = 8,96 \doteq 9$$

7.4 Závěr výpočtu pružin

V této kapitole jsem vypočetl potřebnou sílu připadající na jednu tlačnou šroubovitou pružinu, na základě které jsem vypočetl všechny parametry pružin pro výrobu společností SACH, s.r.o. V tabulce 7.1 jsou všechny parametry tlačných šroubovitých pružin.

Tab 7.1 – parametry pružin

Parametr a označení	Jednotka	hodnota
Tuhost pružiny - C_p	$N \cdot mm^{-1}$	357,14
Průměr drátu pružiny - d	mm	18
Střední průměr pružiny - D	mm	75
Vnější průměr pružiny - D_1	mm	93
Vnitřní průměr pružiny - D_2	mm	57
Počet činných závitů pružiny - n	-	7
Celkový počet závitů pružiny - z	-	9
Délka v nezatíženém stavu - L_0	mm	202
Délka v plně zatíženém stavu - L_8	mm	160

Další navržené parametry pružiny:

- vinutí pravé;
- počet kusů – 4;
- dosedací plochy – zabroušené;
- materiál – 12090 dle ČSN 426450 (17223 C dle DIN).

Tímto jsem vytvořil kompletní seznam požadovaných parametrů pružin. Tyto pružiny firma SACH, s.r.o., vyrobí na zakázku pro společnost KOEXPRO OSTRAVA, a.s. Model poptávané pružiny je na obr. 7.7.



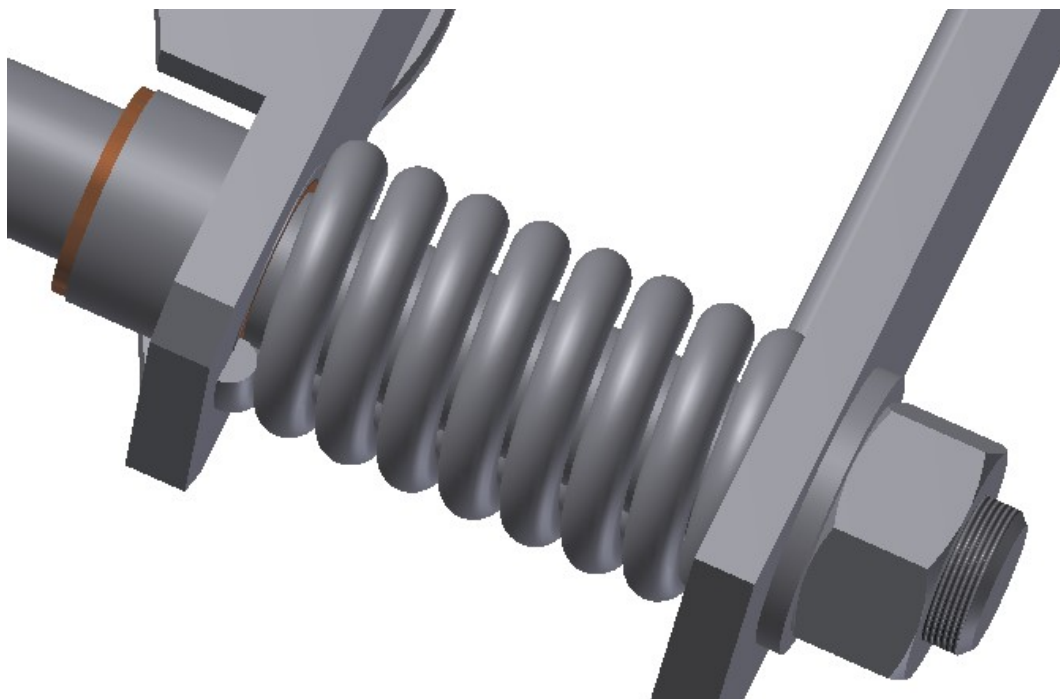
Obr. 7.7 – Model vypočtené pružiny

8 Kontrolní výpočty

8.1 Kontrola vodících tyčí

Napěťové účinky ve vodicích tyčích, které budu kontrolovat, vyvolávají tlačné pružiny navržené výše. Z největší části půjde o statické zatížení, protože pružina při montáži dosáhne určitého předpětí, které se nebude již dále příliš měnit. Zatěžovací síla pružin je tažná, a proto i napětí vyvozené pružinami bude tažné a bude při správné montáži pružiny působit v ose vodicí tyče. Další napětí, které budu kontrolovat, je ohybové.

Kontrola, kterou budu provádět, se bude v případě účinku ohybu a krutu vťahovat pouze na jednu konkrétní tyč. Účinky ohybu a krutu vyvolané pružinami budou na každé tyči stejné. Další variantou bude kontrola dvou tyčí jedné strany nadvozku současně, při účincích ohybového napětí viz. obr 8.1.



Obr. 8.1 – Kontrolovaná vodicí tyč na jedné straně nadvozku

Pro kontrolu je nejprve nutné znát napětí dovolené v tahu σ_{DT} pro materiál vodicí tyče. Materiálem vodicí tyče bude ocel 11 700 dle ČSN. Vlastnosti tohoto materiálu jsou dle literatury [9]:

- mez pevnosti v tahu – $R_m = 685$ až 835 MPa;
- mez kluzu v tahu – $R_e = 354$ až 390 MPa;
- dovolené napětí při statickém tahu – $\sigma_{Dt} = 210$ MPa;

- dovolené napětí ve statickém ohybu – $\sigma_{Do} = 230 \text{ MPa}$;
- dovolené napětí ve statickém krutu – $\tau_{Dk} = 125 \text{ MPa}$.

Uvedené hodnoty všech dovolených napětí jsou platné při statické bezpečnosti $K_s = 2$.

Kontrola vodící tyče na tah a přídavný krut

Kontrolu provedu pomocí Guestovy hypotézy, která zohledňuje současné působení tahu nebo tlaku a krutu viz. vztah 8.1:

$$\sigma_{red} = \sqrt{\sigma_t^2 + 4 \cdot \tau_k^2} \leq \sigma_{Dt} \text{ [MPa]} \quad (8.1)$$

Vypočtu napětí v tahu σ_t potřebné pro kontrolu podle vztahu 8.2, kde F_{pr} představuje sílu pružiny a průřez S je nosným průřezem vodící tyče.

$$\sigma_t = \frac{F_{pr}}{S} \text{ [MPa]} \quad (8.2)$$

Průřez tyče je kruhový, takže po dosazení za průřez S bude vztah vypadat takto:

$$\sigma_t = \frac{4 \cdot F_{pr}}{\pi \cdot d_v^2}$$

$$\sigma_t = \frac{4 \cdot 15000}{\pi \cdot 50^2}$$

$$\sigma_t = 7,64 \text{ MPa}$$

Další napětí, které je nutné pro kontrolu vypočítat, je napětí v krutu a to podle vztahu 7.13:

$$\tau_k = \frac{M_k}{W_k}$$

S použitím vztahů 7.11 a 7.12 vypočtu výslednou hodnotu napětí v krutu:

$$\tau_k = \frac{8 \cdot F_{pr} \cdot D}{\pi \cdot d_v^3}$$

$$\tau_k = \frac{8 \cdot 15000 \cdot 75}{\pi \cdot 50^3}$$

$$\tau_k = 22,92 \text{ MPa}$$

Výsledná napětí v tahu a v krutu dosadím do vztahu 8.1 a provedu kontrolu:

$$\sigma_{red} = \sqrt{7,64^2 + 4 \cdot 22,92^2} \leq 210 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{red} = 46,47 \text{ MPa} \leq 210 \text{ MPa}$$

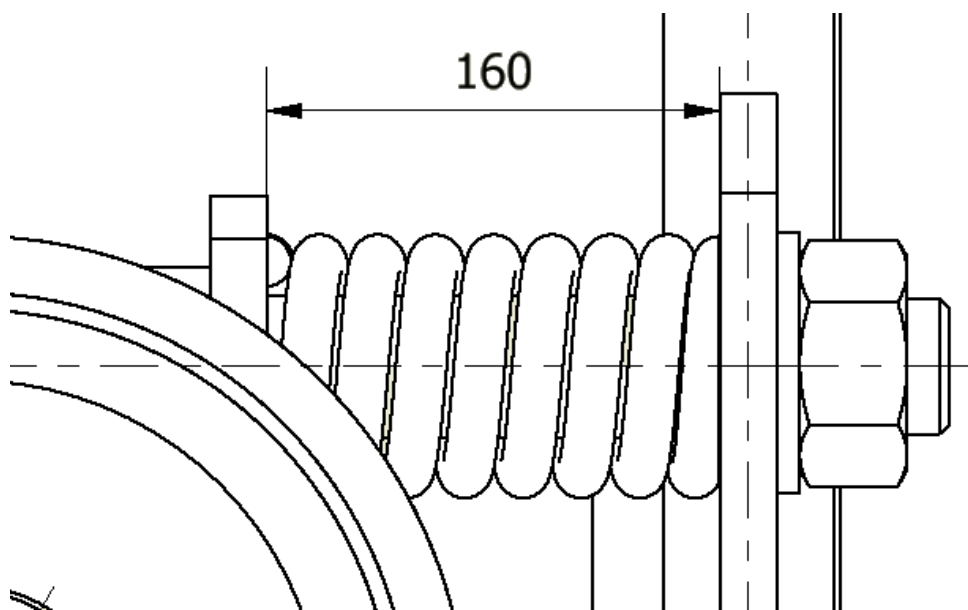
V tomto případě byla podmínka splněna a z hlediska tahu a krutu průměr vodicí tyče vyhovuje. Přecházím ke kontrole vodicí tyče na ohyb.

Kontrola vodicí tyče na ohyb

Kontrolu na ohyb vodicí tyče provedu podle následujícího vztahu, kde ohybový moment působící na tyč vyvozuje společná síla obou pružin na jedné straně nadvozku viz obr. 7.2:

$$\sigma_o = \frac{M_o}{W_o} \leq \sigma_{Do} \text{ [MPa]} \quad (8.3)$$

Při dosazení vztahů 8.4 a 8.5 do vztahu 8.3 vypočtu výsledné ohybové napětí, které bude působit na vodicí tyč a zároveň jej porovná s dovoleným napětím v ohybu. Vzdálenost h_8 představuje činnou délku vodicí tyče viz. obr. 8.2.



Obr. 8.2 – Činná délka vodicí tyče

$$M_o = \frac{F_{ga} \cdot h_8}{2} \text{ [N} \cdot \text{mm]} \quad (8.4)$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot d_v^3}{32} \text{ [mm}^3\text{]} \quad (8.5)$$

$$\sigma_o = \frac{16 \cdot F_{ga} \cdot h_8}{\pi \cdot d_v^3} \leq \sigma_{Do}$$

$$\sigma_o = \frac{16 \cdot 30000 \cdot 160}{\pi \cdot 50^3} \leq 230 \text{ MPa}$$

$$\sigma_o = 195,57 \text{ MPa} \leq 230 \text{ MPa}$$

Dle podmínky kontroly výše je zřejmé, že průměr vodicích tyčí vyhovuje také z hlediska ohybu. Průměr a materiál vodicích tyčí je vyhovující a mohu přejít ke kontrole hnací hřídele hřídele.

8.2 Kontrola hnací hřídele

Budu provádět kontrolu hnací hřídele na ohybové napětí, které vyvodí společná síla dvojice přítlačných pružin. Materiál hřídele je ocel 14 220.4 dle ČSN. Mez v kluzu v tahu pro tuto ocel je $R_e = 590 \text{ MPa}$. Pro dovolené napětí v ohybu platí že $\sigma_{Do} \cong \sigma_{Dt}$. Hodnota dovoleného napětí při zvolené bezpečnosti $k = 2,5$ bude:

$$\sigma_{Do} = \frac{R_e}{k} [\text{MPa}] \quad (8.6)$$

$$\sigma_{Do} = \frac{590}{2,5}$$

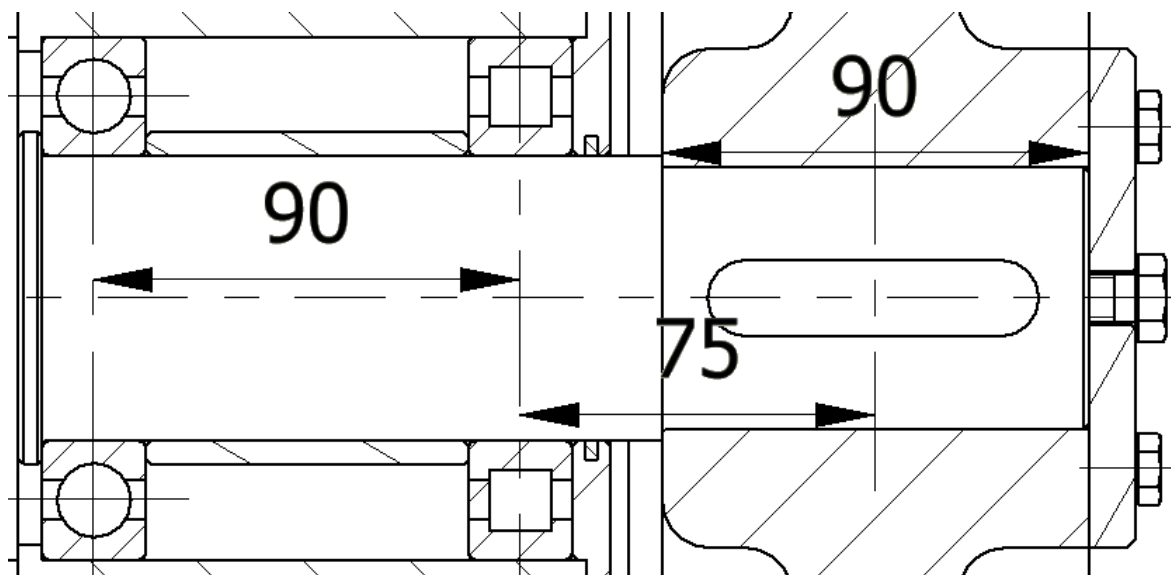
$$\sigma_{Do} = 236 \text{ MPa}$$



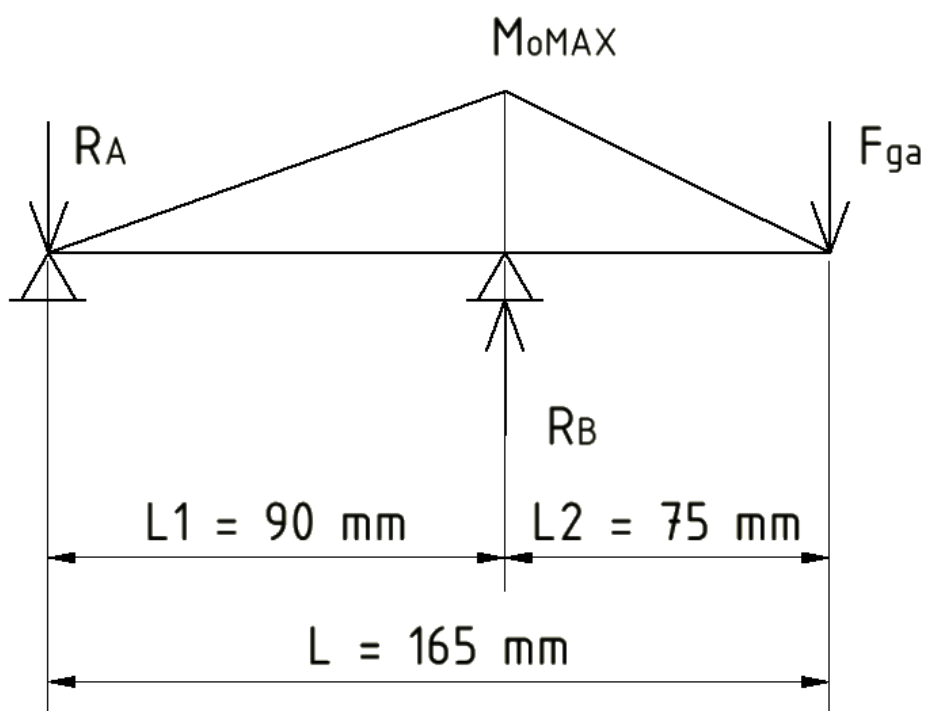
Obr. 8.3 – Kontrolovaná hnací hřídel

Maximální ohyb a krut hřídele

Před samotným prováděním kontroly musím nejprve pomocí statických výpočtů stanovit maximální ohybový moment, který bude působit na hřídel v místě podpory B (radiální valivé ložisko) viz. obrázek 8.5, který vychází z obrázku 8.4. kde podpory A a B představují ložiska ve vřeteníku.



Obr. 8.4 – Rozměry pro tvorbu výpočtových modelů



Obr. 8.5 – Výpočtový model pro stanovení maximálního ohybového momentu

Nejprve vypočítám reakce v podporách A a B podle vztahů 8.7 a 8.8:

$$R_B = \frac{F_{ga} \cdot L}{L_1} [N] \quad (8.7)$$

$$R_B = \frac{30000 \cdot 165}{90}$$

$$R_B = 55000 \text{ N}$$

$$R_A = \frac{F_{ga} \cdot L_2}{L_1} [N] \quad (8.8)$$

$$R_A = \frac{30000 \cdot 75}{90}$$

$$R_A = 25000 \text{ N}$$

Stanovení maximálního ohybového momentu na hnací hřídeli podle vztahu 8.9:

$$M_{oMAX} = F_{ga} \cdot L_2 [N \cdot mm] \quad (8.9)$$

$$M_{oMAX} = 30000 \cdot 75$$

$$M_{oMAX} = 2250000 \text{ N} \cdot mm$$

Krouticí moment působící na hnací hřídel stanovím dle vztahu 8.10:

$$M_k = R \cdot \frac{T_{MAXsk}}{2} [N \cdot mm] \quad (8.10)$$

$$M_k = 176 \cdot \frac{20528,4}{2}$$

$$M_k = 1806499 \text{ N} \cdot mm$$

Pevnostní kontrola hřídele

Pevnostní kontrolu hřídele provedu podle vztahu 8.5, 8.11 a 8.12:

$$\sigma_{red} = \frac{M_{ored}}{W_o} \leq \sigma_{Do} [MPa] \quad (8.11)$$

$$\sigma_{red} = \frac{2740452}{21205,75} \leq \sigma_{Do}$$

$$\sigma_{red} = 129,2 \text{ MPa} \leq 236 \text{ MPa}$$

$$M_{ored} = \sqrt{M_{oMax}^2 + 0,75 \cdot M_k^2} \text{ [N.mm]} \quad (8.12)$$

$$M_{ored} = \sqrt{2250000^2 + 0,75 \cdot 1806499^2}$$

$$M_{ored} = 2740452 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot d_h^3}{32}$$

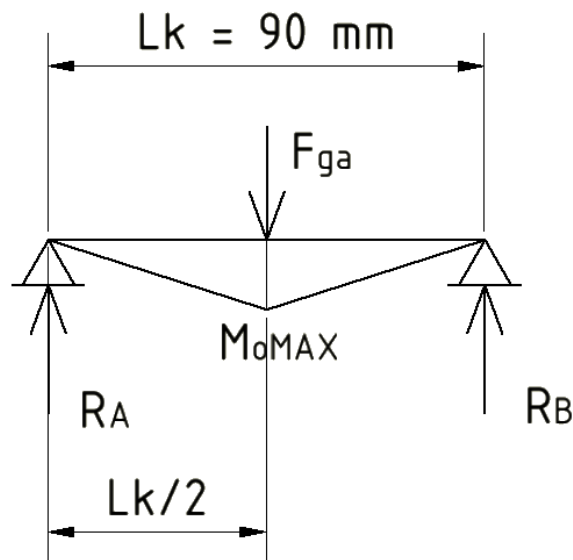
$$W_o = \frac{\pi \cdot 60^3}{32}$$

$$W_o = 21205,75 \text{ mm}^3$$

Dle vztahu 8.11 je zřejmé, že podmínka kontroly byla splněna a materiál hřídele a průměr vyhovuje. Pro jistotu zkontroluji křidel v místě uložení do hnacího kola, kde je průřez hřídele oslaben o drážku na pero.

Kontrola hnací hřídele v místě oslabení průřezu drážkou pro pero

Na obrázku 8.6 je výpočtový model pro tento výpočet. Tento model vychází z obrázku 8.4. Jedná se o část hřídele uloženou v kole, kde současně působí síla vyvinutá pružinami.



Obr. 8.6 – Výpočtový model hřídele v místě oslabení průřezu drážkou pro pero

V tomto případě bude velikost reakčních sil R_A a R_B stejná a vypočtu ji podle vzorce 8.13:

$$R_A = R_B = \frac{F_{ga}}{2} [N] \quad (8.13)$$

$$R_A = R_B = \frac{30000}{2}$$

$$R_A = R_B = 15000 \text{ N}$$

Hloubka drážky pro pero v hřídeli o průměru 55 mm je dle literatury [9] $s = 6,2 \text{ mm}$, výpočtový průměr hřídele pak bude:

$$D_s = d_h - s [mm] \quad (8.14)$$

$$D_s = 55 - 6,2$$

$$D_s = 48,8 \text{ mm}$$

Krouticí moment v hřídeli zůstává stejný – $M_k = 1806499 \text{ N}\cdot\text{mm}$, je zapotřebí vypočíst ohybový moment, který zatěžuje hřídel v místě uložení do hnacího kola:

$$M_{oMAX} = F_{ga} \cdot \frac{L_k}{2}$$

$$M_{oMAX} = 30000 \cdot \frac{90}{2}$$

$$M_{oMAX} = 1350000$$

A nový průřezový modul v ohybu pro průměr hřídele D_s :

$$W_o = \frac{\pi \cdot D_s^3}{32}$$

$$W_o = \frac{\pi \cdot 48,8^3}{32}$$

$$W_o = 11409 \text{ mm}^3$$

Nakonec vypočtu redukovaný moment podle vztahu 8.11 a vypočtené parametry následně zkontroluji a zjistím, zda vyhovují podle vztahu 8.10.

$$M_{ored} = \sqrt{M_{oMax}^2 + 0,75 \cdot M_k^2}$$

$$M_{ored} = \sqrt{1350000^2 + 0,75 \cdot 1806499^2}$$

$$M_{ored} = 2066417 \text{ N} \cdot \text{mm}$$

$$\sigma_{red} = \frac{M_{ored}}{W_o} \leq \sigma_{Do}$$

$$\sigma_{red} = \frac{2066417}{11409} \leq \sigma_{Do}$$

$$\sigma_{red} = 181,1 \text{ MPa} \leq 230 \text{ MPa}$$

Z výpočtů výše vyplývá, že pevnostně vyhovuje hřídel i v oblasti vložení do hnacího kola, kde je průřez hřídele oslaben. Je to především z toho důvodu, že v tomto místě působí menší ohybový moment. Hřídel pevnostně vyhovuje a není třeba volit kvalitnější materiál, nebo zesilovat průřez hřídele.

9 Závěr

V rámci práce jsem zpracoval stručnou rešerši, která má za úkol přiblížit problematiku důlních závěsných zařízení a dále pak směrnici ATEX, která je pro tato zařízení a jejich provoz v dolech s nebezpečím výbuchu metanu velmi důležitá. Ve vlastním řešení jsem nejdříve stanovil jízdní odpory tažné kočky, se kterými jsem dále mohl pracovat při navrhování.

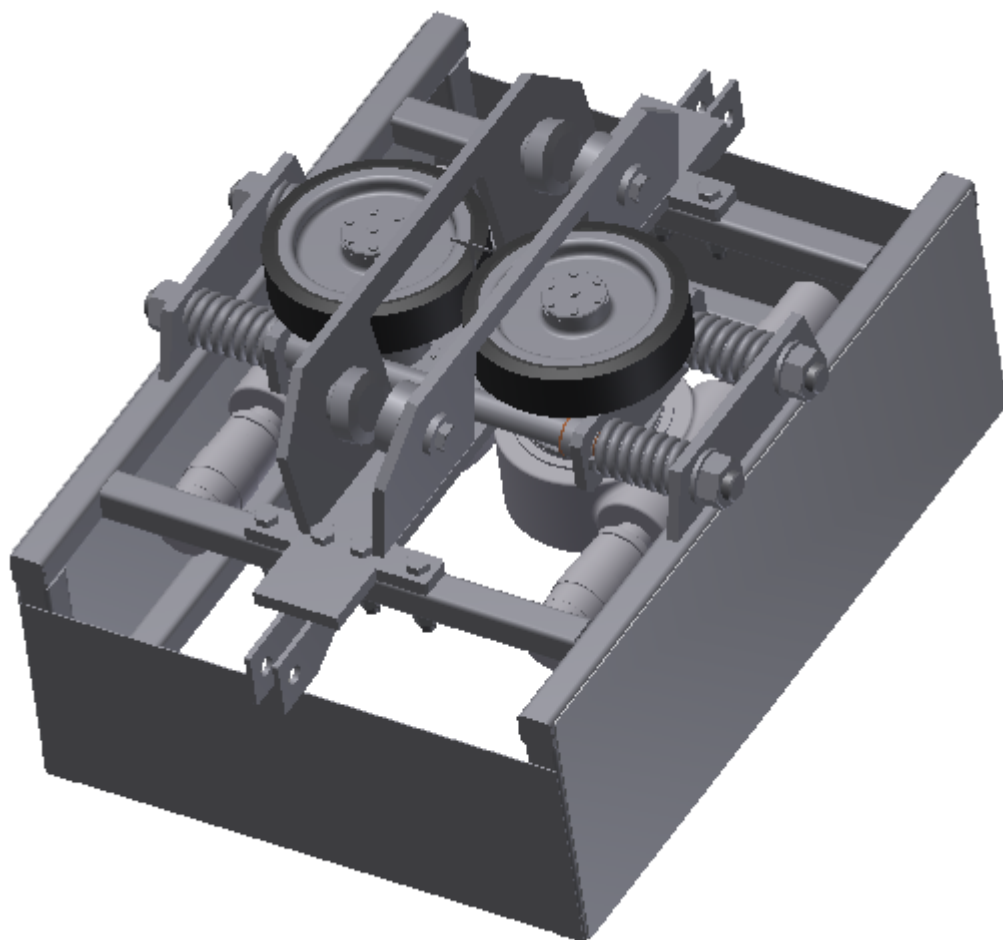
Nejprve jsem navrhnul pohon tažné kočky. Zvolil jsem pneumatické motory PPJ 1800 RNB, které mi byly doporučeny pro tuto aplikaci pracovníky společnosti KOEXPRO OSTRAVA, a.s. Společnost má tyto motory k dispozici na skladech a dodává je pro ni firma DEPRAG. K těmto motorům jsem musel dále navrhnout odpovídající šnekovou převodovku, tak aby výstupní parametry odpovídaly požadovaným. Zde jsem volil kompromis mezi převodovkou s převodovým poměrem $i = 20$ a převodovkou s poměrem $i = 25$. Užití každé z nich má své výhody i nevýhody. Nakonec jsem se rozhodl pro převodovku s převodovým poměrem $i = 20$ a to především z důvodu vyšší účinnosti a odpovídající rychlosti pojezdu. Převodovka bude vyrobena jako atypická s průchozím šnekem na zakázku společností TOS ZNOJMO, a.s. a bude vycházet z typu RT 150.

Dalším předmětem návrhu byla realizace přítlaku pomocí předepjatých tlačných pružin. Zde jsem se rozhodl pro variantu se dvěma pružinami na každé straně nadvozku, které budou přitlačovat hnací kolo přes vřeteník. Vřeteník se bude pohybovat po vodících tyčích. Při tomto výpočtu jsem vycházel z trakce, abych stanovil sílu, která by neomezila rozjezd manipulátoru a zároveň byla dostatečně velká na to, aby nedocházelo k častým prokluzům hnacích kol.

Na základě výsledné tlačné síly jsem vypočítal a navrhnul šroubovité tlačné pružiny, které budou tuto sílu vyvíjet. Spočetl a zvolil jsem všechny parametry pružin, na základě kterých je firma SACH, s.r.o. na zakázku vyrobí.

V poslední části práce jsem se věnoval kontrole nejdůležitějších dílů tažné kočky TK 20. Jako první jsem kontroloval vodící tyče, po kterých se bude spolu s vřeteníkem v podstatě pohybovat celý pohon tažné kočky. Tyto tyče budou zatěžovány nejvíce právě navrhovanými pružinami na ohyb a tah. Další důležitou částí vhodnou ke kontrole pak byla hnací hřídel, která bude namáhána kombinovaně na ohyb v několika místech a na krut.

Konstrukce tažné kočky je výkresově zdokumentována v příloze diplomové práce. Kompletní konstrukce TK 20 je na obrázku 9.1



Obr 9.1 – Tažná kočka TK 20

10 Použitá literatura

- [1] Příručka ke směrnici ATEX [online]. druhé vydání. Praha: ÚNMZ, 2006[cit. 2014-04-16]. Dostupné z: http://www.unmz.cz/sborniky_th/sb2006/atex_Master.pdf
- [2] FERRIT. *Ferrit s.r.o.* [online]. Frýdek-Místek: Ferrit, 2005, 2014 [cit. 2014-04-16]. Dostupné z: <http://www.ferrit.cz/cs/clanky/produkty>
- [3] Trať závěsné dráhy. TRANSL, v.o.s. *TRANSL, v.o.s.: Důlní stroje a zařízení* [online]. abmmorava, 2009 [cit. 2014-04-16]. Dostupné z: http://www.transl.cz/index.php?option=com_content&view=article&id=13&Itemid=13
- [4] KRONIUM [online]. Praha, 2007 [cit. 2014-03-28]. Dostupné z: http://www.kronium.cz/atex-certifikace-pro-zarizeni-do-vybusneho-prostredi/info_24.html
- [5] KOPÁČEK, Jaroslav. *Pneumatické Mechanizmy: Pneumatické prvky a systémy*. Ostrava: VŠB, 1996. ISBN 80-7078-306-0.
- [6] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: Části pohonů strojů*. Ostrava: VŠB, 2008. ISBN 978-80-248-1860-3.
- [7] KONVIČKA, Vladislav. *Hornictví* [online]. 2005, 2014 [cit. 2014-04-16]. Dostupné z: <http://www.hornictvi.info/prirucka/prirucka.htm>
- [8] DEPRAG. *Deprag CZ a.s.* [online]. Lázně Bělohrad, 2012 [cit. 2012-04-11]. Dostupné z: <http://www.deprag.com/cesky/index.htm>
- [9] LEINVEBER, Jan a Pavel VÁVRA. *STROJNICKÉ TABULKY*. Úvaly: Albra, 2003. ISBN 80-86490-74-2.
- [10] KOEXPRO. *Koexpro Ostrava a.s.* [online]. Ostrava, 2008, 2012 [cit. 2012-04-11]. Dostupné z: <http://www.koexpro.cz/new/koex/?lang=cz>
- [11] PROKEŠ, Josef a Jiří VOSTROVSKÝ. *Hydraulické a pneumatické mechanismy*. Praha: SNTL, 1988.
- [12] LUKS, Marek. *Druhy a výroba šneků a šnekových kol. Mlgeardesigns* [online]. 2013 [cit. 2014-04-28]. Dostupné z: <http://mlgeardesigns.blog.cz/1310/druhy-a-vyroba-sneku-a-snekovych-kol>
- [13] HOSNEDL, Stanislav a Jaroslav KRÁTKÝ. *Příručka strojního inženýra: Obecné strojní části 2*. Praha: Computer Press, 2000. ISBN 80-7226-202-5.
- [14] REMTA, František a Ladislav KUPKA. *Jeřáby I. Díl*. Praha: SNTL, 1974.
- [15] TOS ZNOJMO A.S. *ŠNEKOVÉ PŘEVODOVKY: Typ RT/MRT*. Brno, 2002.

- [16] TOS ZNOJMO. *TOS ZNOJMO, a.s.* [online]. Brno, 2000, 15.7.2013 [cit. 2014-04-28]. Dostupné z: <http://www.tos-znojmo.cz/index.htm>
- [17] PODEŠVA, Jíří. *Dynamika I (FS), e-learning* [online]. Ostrava [cit. 2014-04-29]. Dostupné z: http://www.337.vsb.cz/materialy/dynamika_Jirka_e_learning/index.htm
- [18] ŠIROKÝ, Jaromír. *Mechanika v dopravě I: kolejová vozidla* [online]. Ostrava: VŠB, 2003 [cit. 2014-05-07]. Dostupné z: http://homen.vsb.cz/~sli95/mvd/Skr_MvD.pdf
- [19] HOSNEDL, Stanislav. *Části a mechanismy strojů I: AKUMULÁTORŮ MECHANICKÉ ENERGIE* [online]. Plzeň, 2011 [cit. 2014-05-07]. Dostupné z: [http://home.zcu.cz/~hosnedl/a_CMS1/a_CMS1_DnS&KmS_Prednasky/KKS_CMS1_10_P_E--Akum\(Mech\)Energie_SH_2013_04_27.pptx](http://home.zcu.cz/~hosnedl/a_CMS1/a_CMS1_DnS&KmS_Prednasky/KKS_CMS1_10_P_E--Akum(Mech)Energie_SH_2013_04_27.pptx)
- [20] SVOBODOVÁ, Magdalena. *Spoje a spojovací součásti: Pružiny - výpočet* [online]. Brno, 2012 [cit. 2014-05-07]. Dostupné z: http://web.spssbrno.cz/web/DUMy/SPS,%20MEC,%20CAD/VY_32_INOVACE_13-20.pdf
- [21] SACH S.R.O. *SACH: pružiny pro zemědělství a průmysl* [online]. Vlašim, 2010 [cit. 2014-05-08]. Dostupné z: <http://www.pruziny-sach.cz/>
- [22] KALÁB, Květoslav. *Části a mechanismy strojů pro bakaláře: části spojovací*. Ostrava: VŠB - Technická univerzita Ostrava, 2007. ISBN 9788024812908.

11 Použité software

Microsoft Word 2007

Autodesk Inventor 2011

Autocad mechanical 2011

12 Seznam příloh

<u>Název</u>	<u>Označení</u>	<u>Formát</u>
TK20	KAN0014 – 1A1	A1
Svařenec nadvozku	KAN0014 – 1A1	A1
Svařenec vřeteníku	KAN0014 – 1A2	A2
Hnací hřídel	KAN0014 – 1A3	A3
Víko vřeteníku	KAN0014 – 2A3	A3
Těleso vřeteníku	KAN0014 – 1A2-1A4	A4
Podpěra	KAN0014 – 1A2-2A4	A4
Příruba vřeteníku	KAN0014 – 1A2-1A3	A3
Výstuha 1	KAN0014 – 1A2-2A3	A3
Páka	KAN0014 – 1A2-3A3	A3
Výstuha 2	KAN0014 – 1A2-3A4	A4

Poděkování

Závěrem bych chtěl poděkovat svému vedoucímu bakalářské práce panu doc. Ing. Jiřímu Friesovi dále pak panu Ing. Petru Piskorzovi a Ing. Eduardu Hájkovi z firmy KOEXPRO a. s. za věcné připomínky a užitečné rady.